



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 42 18 034 A 1**

⑳ Aktenzeichen: P 42 18 034.1  
㉑ Anmeldetag: 2. 6. 92  
㉒ Offenlegungstag: 9. 12. 93

㉓ Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**B 60 K 28/16**  
B 60 T 8/32  
B 60 R 16/02  
G 01 D 1/16  
G 01 P 3/00  
G 01 P 15/00  
G 01 N 19/02  
G 01 B 21/22  
G 01 M 17/00

DE 42 18 034 A 1

㉔ Anmelder:  
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, 70435 Stuttgart, DE

㉕ Erfinder:  
Görich, Hans-Jürgen, 7126 Sersheim, DE

㉖ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 40 10 507 C1  
DE 39 22 528 C1  
DE 33 11 543 C2  
DE 27 38 325 C2  
DE 19 02 944 B2  
DE 41 30 370 A1  
DE 41 21 747 A1  
DE 41 06 079 A1  
DE 40 39 647 A1  
DE 40 39 005 A1  
DE 40 31 304 A1  
DE 40 26 626 A1  
DE 40 20 505 A1

DE 40 17 429 A1  
DE 40 04 038 A1  
DE 39 32 569 A1  
DE 39 19 347 A1  
DE 39 16 046 A1  
DE 39 12 555 A1  
DE 39 06 680 A1  
DE 37 31 756 A1  
DE 37 05 983 A1  
DE 36 10 620 A1  
DE 35 18 221 A1  
US 50 56 354  
EP 04 44 772 A2  
SU 15 87 453 A1  
SU 9 76 778 A

㉗ Verfahren zur Bestimmung eines Kraftschlußpotentials eines Kraftfahrzeuges

㉘ Mit der Erfindung wird ein Verfahren geschaffen, das eine kontinuierliche Bestimmung des Kraftschlußpotentials eines Kraftfahrzeuges ermöglicht. Dies wird dadurch erreicht, daß zunächst die einen Fahrzustand des Fahrzeuges beschreibenden Größen ermittelt und in eine weiterverarbeitbare Form gebracht werden. Aus diesen Meßwerten wird dann der aktuelle Fahrzustand bestimmt. Im nächsten Schritt wird aus den Meßwerten und aus dem Fahrzustand ein Fahrbahnzustand bestimmt und anschließend aus Fahrzustand und Fahrbahnzustand ein augenblicklich herrschender Reibungsbeiwert prognostiziert. Aus dem Reibungsbeiwert kann nun ein vorhandenes Kraftschlußpotential hergeleitet werden.

DE 42 18 034 A 1

## Beschreibung

Der Betriebsbereich eines Personenkraftwagens wird durch die Verhältnisse in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn wesentlich beeinflusst. Kräfte, welche in dieser Zone übertragen werden müssen, entstehen beim Kurvenfahren, Beschleunigen und Bremsen. Die Kraftübertragung erfolgt durch Kraftschluß, also durch Reibung. Wie bei allen Reibungsvorgängen ist der Reibungswiderstand abhängig von den Eigenschaften der beiden Reibpartner, in diesem Fall Reifen und Fahrbahn, sowie von den Verhältnissen in der Kontaktfläche, z. B. trocken, naß oder winterglatt. Insbesondere die Verhältnisse in der Kontaktfläche verändern sich während der Fahrt eines Fahrzeugs, manchmal auch plötzlich, z. B. durch Pfützen oder durch winterglatte Fahrbahnen auf Brücken. Dadurch verändern sich auch die Grenzen der Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Für ein sicheres Betreiben eines Kraftfahrzeugs ist es jedoch notwendig, stets die aktuellen Kraftschlußgrenzen der Fahrzeug/Fahrbahn-Kombination zu kennen.

Die einzigen Hinweise auf Fahrbahnstellen mit möglicherweise gefährlich reduzierter Fahrbahngriffigkeit erhält der Fahrer bislang, außer von seinen eigenen Sinnesorganen, durch Verkehrszeichen. Diese Art der Information ist jedoch sehr pauschal und selten an die individuellen Verhältnisse angepaßt. Als Folge davon ist der Fahrer geneigt, derartige Hinweisschilder zu ignorieren.

Doch selbst unter der Voraussetzung, daß der Fahrer mit Hilfe seiner persönlichen Sensorik (z. B. dem Sehvermögen) die volle Information über Fahrbahnzustand und Fahrbahnverlauf erhält, ist er nicht immer in der Lage, die Information auch richtig zu werten. D.h., er kann die unter den gegebenen Umständen sich einstellenden Fahrgrenzen seines Fahrzeugs nur ungenau assoziieren und macht damit Fehler, die wiederum eine Gefährdung des Systems Verkehr bedeuten. Dies verdeutlicht der nicht unerhebliche Anteil von Alleinunfällen aufgrund nicht angepaßter Fahrgeschwindigkeit.

Geht man davon aus, daß insbesondere die Assoziationsfähigkeiten des Menschen auch durch intensivere Ausbildung nur unwesentlich verbessert werden kann, so muß von seiten der Fahrzeugtechnik Abhilfe erfolgen. Grundvoraussetzung dafür ist die Existenz eines Systems, welches die aktuellen Fahrgrenzen des Fahrzeugs kontinuierlich erfaßt. Ein derartiges System muß dabei in der Lage sein, drei wesentliche Hauptaufgaben zu erfüllen, nämlich

- die Erfassung der aktuellen Kraftschlußverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn,
- die Bestimmung der zwischen Reifen und Fahrbahn übertragbaren Kräfte, unter Berücksichtigung der aktuellen Kraftschlußverhältnisse und
- die Assoziation der unter den aktuellen Kraftschlußbedingungen gültigen Fahrgrenzen des Fahrzeugs.

Es ist daher Aufgabe der Erfindung, ein Verfahren zu schaffen, das eine kontinuierliche Bestimmung des Kraftschlußpotentials eines Kraftfahrzeugs ermöglicht.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß zunächst die einen Fahrzustand des des Fahrzeuges beschreibenden Größen ermittelt und in eine weiterverarbeitbare Form gebracht werden. Aus diesen Meßwerten wird dann der aktuelle Fahrzustand bestimmt. Im nächsten Schritt wird aus den Meßwerten und aus dem Fahrzustand ein Fahrbahnzustand bestimmt und anschließend aus Fahrzustand und Fahrbahnzustand ein augenblicklich herrschender Reibungsbeiwert prognostiziert. Aus dem Reibungsbeiwert kann nun ein vorhandenes Kraftschlußpotential hergeleitet werden.

Erfaßt werden hierzu die Größen Fahrzeuggeschwindigkeit, Schwimmwinkel des Fahrzeuges, Fahrzeugbeschleunigung in Längs- und Querrichtung, Gierwinkel des Fahrzeuges sowie Lenkradwinkel. Der Fahrzustand wird durch die hieraus für den Fahrzeugschwerpunkt ermittelten Größen Schwimmwinkel, Fahrzeuggeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung sowie Fahrzeugbeschleunigung in Längs- und Querrichtung beschrieben. Aus dem Fahrzustand und einem Signal eines Nässeensors wird darauf hin zwischen den Fahrbahnzuständen trocken, naß und winterglatt unterschieden.

In weiteren zwei Schritten wird zunächst ein herrschender Reibbeiwert und dann die Werte für maximale Längsbeschleunigung, minimale Längsbeschleunigung sowie maximale Querbeschleunigung bestimmt. Mit diesen Werten kann dann in einer normierten Darstellung das Kraftschlußpotential ermittelt werden.

Diese Schritte sind im wesentlichen Polynomrechnungen, bei denen die Koeffizienten der Polynome abhängig von Reifenausführung und Fahrbahnzustand (für die Berechnung des Reibbeiwertes) bzw. Reibungsbeiwert und Fahrzeugauslegung (für die Berechnung der Beschleunigungswerte) in Versuchen ermittelt und in einem Speicher abgelegt wurden. Daher ist eine geschlossene Berechnung des Kraftschlußpotentials möglich.

Das erfindungsgemäße Verfahren zeichnet sich vor allem dadurch aus, daß es kontinuierlich im Fahrzeug durchgeführt werden kann. Das ermittelte Kraftschlußpotential steht mit nur geringer Verzögerung zur Anzeige oder weiteren Verwendung in fahrzeugbezogenen Steuereinrichtungen zur Verfügung.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist nachstehend beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1 ein erstes Flußdiagramm eines Verfahrens zur Bestimmung eines Kraftschlußpotentials.

Fig. 2 eine Skizze eines Fahrzeuges,

Fig. 3 Diagramme einer Sprungantwort und eines Frequenzganges eines Tiefpaßfilters,

Fig. 4 in einem Vektorschaubild eine Transformation von Geschwindigkeiten,

Fig. 5 in einem Vektorschaubild den Zusammenhang zwischen gemessenen und tatsächlichen Querbeschleunigungen,

Fig. 6 ein Flußdiagramm zur Erkennung eines Fahrbahnzustandes,

Fig. 7 ein Flußdiagramm zur Prognose eines Reibungsbeiwertes,

Fig. 8 ein Diagramm eines Reibungsbeiwertes auf trockener Fahrbahn als Funktion einer Fahrgeschwindigkeit.

keit,

Fig. 9 ein Diagramm eines Reibungsbeiwertes auf nasser Fahrbahn als Funktion einer Fahrgeschwindigkeit,

Fig. 10 ein Diagramm eines prognostizierten Reibungsbeiwertes auf nasser Fahrbahn als Funktion einer Fahrgeschwindigkeit,

Fig. 11 eine Skizze eines Drei-Zonen-Modells einer Radaufstandsfläche,

Fig. 12 ein Diagramm eines prognostizierten Reibungsbeiwertes auf winterglatter Fahrbahn als Funktion einer Fahrgeschwindigkeit,

Fig. 13 ein Diagramm eines normierten Kraftschlußpotentials beim Antreiben,

Fig. 14 ein Diagramm eines normierten Kraftschlußpotentials beim Bremsen,

Fig. 15 ein Diagramm eines Koeffizienten D als Funktion des Reibwertes,

Fig. 16 ein Diagramm eines Koeffizienten E als Funktion des Reibwertes,

Fig. 17 ein Diagramm eines Koeffizienten F als Funktion des Reibwertes,

Fig. 18 ein Diagramm eines Koeffizienten A als Funktion des Reibwertes,

Fig. 19 ein Diagramm eines Koeffizienten B als Funktion des Reibwertes,

Fig. 20 ein Diagramm eines Koeffizienten C als Funktion des Reibwertes,

Fig. 21 ein Diagramm eines Schräglaufwinkels bei maximaler Seitenkraft als Funktion von Reibungsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit,

Fig. 22 ein Diagramm eines Querschlupfes über einem Umfangsschlupf.

Fig. 23 ein Diagramm einer approximierten maximalen Längsbeschleunigung über einer iterativ berechneten maximalen Längsbeschleunigung und

Fig. 24 ein zweites Flußdiagramm zur Ermittlung des Kraftschlußpotentials.

Fig. 1 zeigt die grundsätzliche Vorgehensweise zur Bestimmung des Kraftschlußpotentials. Es sind dies die Schritte:

- Erfassen und Glätten von Meßwerten
- Bestimmen eines Fahrzustandes aus den Meßwerten,
- Erkennen eines Fahrbahnzustandes,
- Prognostizieren des Reibungsbeiwertes und
- Berechnung des Kraftschlußpotentials.

#### Erfassen und Glätten von Meßwerten

Die Erfassung der Meßwerte erfolgt mittels in einem in Fig. 2 skizzierten Fahrzeug 1 angeordneter Sensoren, die Meßgrößen Fahrgeschwindigkeit  $v$ , Schwimmwinkel, Längsbeschleunigung, Querschleunigung, Giergeschwindigkeit und Lenkradwinkel erfassen. Diese Sensoren sind an der Karosserie des Fahrzeugs 1 befestigt. Die Messungen erfolgen also aufbaufest.

Die Meßgrößen sind in einem Schwerpunkt SP des Fahrzeuges 1 definiert und sollten auch hier erfaßt werden. Ist dies jedoch, z. B. aus Platzgründen nicht möglich, so ist dies bei der Festlegung der Sensorik zu berücksichtigen.

Die Messung von Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Schwimmwinkel erfolgt durch einen korrelationsoptischen Sensor. Dieser Sensor ist in der vorderen Stoßstange (Position O in Fig. 2) des Fahrzeugs 1 montiert. Er mißt zwei Geschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$ , welche in  $+45$  Grad- bzw.  $-45$  Grad-Richtung gegenüber der Fahrzeuglängsachse X auftreten. Aus diesen beiden Geschwindigkeiten läßt sich für den Meßort der Betrag und die Richtung der resultierenden Geschwindigkeit gegenüber der Fahrzeuglängsachse X bestimmen. Unter Berücksichtigung der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs 1 kann daraus die Geschwindigkeit und der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt SP berechnet werden.

Die Messung der Giergeschwindigkeit ist unbedingt erforderlich, da sie zum einen als Charakteristikum für die Fahrzeugbewegung unentbehrlich ist, und zum anderen für die Transformation einiger Meßgrößen vom Meßort in den Fahrzeugschwerpunkt SP benötigt wird. Als Meßwertaufnehmer dient ein mechanischer Kreisel. Er ist fahrzeugfest in Höhe des linken Rücksitzes im Fahrzeug eingebaut.

Die Fahrzeugbeschleunigungen in Längs- und Querrichtung erfassen piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer. Die Längsbeschleunigung kann direkt in Richtung der Fahrzeuglängsachse X gemessen werden. Der entsprechende Sensor ist in einer Ersatzradmulde installiert (Position H in Fig. 2).

Da die Lage des Schwerpunkts SP in Längsrichtung X des Fahrzeugs zunächst nicht eindeutig bekannt ist, muß die Querschleunigung durch zwei Sensoren erfaßt werden. Dies ist notwendig, weil zur Transformation des in einem beliebigen Punkt des Fahrzeugs gemessenen Beschleunigungswerts in den Schwerpunkt SP neben der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs auch die Gierwinkelbeschleunigung bekannt sein muß. Da diese nicht direkt gemessen wird, erfolgt ihre Elimination durch Berücksichtigung der an zwei Stellen im Fahrzeug gemessenen Querschleunigungen. Aus diesem Grund sind piezoelektrische Sensoren zur Erfassung der Querschleunigung sowohl in der Ersatzradmulde (Position H in Fig. 2), als auch an der Seitenwand des Kühlers angebracht (Position V in Fig. 2).

Die Erfassung des Lenkradwinkels erfolgt schließlich mit Hilfe eines Meßlenkrads mit Inkrementalaufnehmer.

Eine Glättung der Meßwerte ist erforderlich, um die gemessenen Werte in eine sinnvoll verarbeitbare Form zu bringen. Die meisten Meßsignale sind stark verrauscht, also mit zufälligen Fehlern behaftet. Derartige Störungen lassen sich durch eine Glättung der Sensorsignale beseitigen. Eine weitere Maßnahme im Rahmen der Signalvorverarbeitung ist die Transformation der Meßwerte in das für die weiteren Berechnungen relevante Koordinatensystem. Dies ist insbesondere bei der Bestimmung des Fahrzustands erforderlich, da in diesem Fall die einzelnen nicht direkt im Bezugspunkt, für den sie definiert sind, erfaßt werden können.

Die für die Ausrüstung des Fahrzeugs 1 zur Verfügung stehenden Sensoren sind zum größten Teil universell einsetzbare Meßwertaufnehmer. Sie sind deshalb in ihren Eigenschaften nicht direkt an die spezielle Meßaufgabe angepaßt. Dies führt dazu, daß dem Nutzsignal ein starkes Rauschen überlagert ist. Dieser Effekt entsteht dadurch, daß der jeweilige Sensor in der Lage ist, zeitliche Änderungen der sensierten Größe zu erfassen, die außerhalb des tatsächlich relevanten Frequenzbereichs des Meßwertes liegen. So erfaßt z. B. ein piezoelektrische Aufnehmer, der am Fahrzeugaufbau zur Messung der Fahrzeug-Querbeschleunigung befestigt ist, auch sehr hochfrequente Beschleunigungen, die aus Vibrationen innerhalb der Fahrzeugstruktur resultieren. Von Störungen dieser Art müssen die Signale durch Tiefpaßfiltern befreit werden.

Ein geeignetes Mittel zur digitalen Glättung von Meßwerten bei kontinuierlicher Auswertung ist das exponentielle Filter. Die entsprechende Formel ergibt sich aus einer regelungstechnischen Betrachtung des Filters. Hierzu wird angenommen, daß sich das Filter wie ein proportional übertragendes Regelkreisglied mit Verzögerung erster Ordnung verhalten soll. Der Zusammenhang zwischen gefiltertem Wert und ungefiltertem Wert  $x(t)$  eines Zeitsignals kann dann durch die Differentialgleichung

$$\dot{\bar{X}}(t) + T \frac{d}{dt} \bar{X}(t) = X(t) \quad (\text{Gl. 1})$$

beschrieben werden. Wird näherungsweise

$$\frac{d}{dt} \bar{X}(t) \approx \frac{\bar{X}(t) - \bar{X}(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (\text{Gl. 2})$$

gesetzt, wobei  $\Delta t$  dem Reziprokwert der Abtastwerte ATR entspricht, so ergibt sich aus (Gl. 1) die Rekursionsformel

$$\bar{X}(t) = k \cdot x(t) + (1 - k) \cdot \bar{X}(t - \Delta t) \quad (\text{Gl. 3})$$

Der Glättungsfaktor  $k$  berechnet sich dabei aus Abtastrate ATR und Filtereckfrequenz  $f_0$ , gemäß

$$K = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_0}{\text{ATR} + 2 \cdot \pi \cdot f_0} \quad (\text{Gl. 4})$$

Die Sprungantwort und den Frequenzgang eines derartigen Filters zeigt Fig. 2, für eine Eckfrequenz von  $f_0 = 0,5$  Hz und eine Abtastrate von  $\text{ATR} = 100$  Hz, entsprechend der Datenrate des verwendeten A/D-Wandlers. Es ergibt sich ein Tiefpaß, der hochfrequentes Rauschen zuverlässig eliminiert.

#### Bestimmen des Fahrzustandes aus den Meßwerten

Im Anschluß an die Glättung der Signale erfolgt im Rahmen der Signalvorverarbeitung die Bestimmung des Fahrzustands. Der Fahrzustand wird durch den Bewegungszustand des Fahrzeugschwerpunkts SP charakterisiert. Die Erfassung der entsprechenden Geschwindigkeiten und Beschleunigungen erfolgt wie bereits erwähnt jedoch nicht direkt im Bezugspunkt (vgl. Fig. 2). Eine Transformation der jeweiligen Meßwerte vom Ort der Messung in den Koordinatenursprung ist damit erforderlich.

Die Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der Schwimmwinkel können aus den Geschwindigkeitssignalen  $v_1$  und  $v_2$  des korrelationsoptischen Sensors bestimmt werden. Hierzu werden zunächst die Geschwindigkeitskomponenten  $v_{X,F,O}$  und  $v_{Y,F,O}$  im Meßpunkt O (vgl. Fig. 2) ermittelt. Wie in Fig. 3 dargestellt, ergeben sich diese zu

$$v_{X,F,O} = 1/2 \cdot \sqrt{2} \cdot (v_1 + v_2) \quad (\text{Gl. 5})$$

und

$$v_{Y,F,O} = 1/2 \cdot \sqrt{2} \cdot (v_1 - v_2) \quad (\text{Gl. 6})$$

Daraus berechnen sich, unter Berücksichtigung der gemessenen Giergeschwindigkeit, die Geschwindigkeitskomponenten  $v_{X,F,SP}$  und  $v_{Y,F,SP}$  des Fahrzeugschwerpunkts SP im fahrzeugfesten Koordinatensystem, und man erhält schließlich die gesuchten Werte für Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Schwimmwinkel  $\beta$ . Vernachlässigt man die Einflüsse von Wank- und Nickbewegung des Aufbaus, so entsprechen diese Werte auch den Größen im horizontalen Koordinatensystem. Da hauptsächlich stationäre Fahrzustände untersucht werden, ist diese Vernachlässigung erlaubt. Auch im normalen Fahrbetrieb ist die Dynamik sehr niederfrequent ( $< 0,5$  Hz), also quasistationär.

Ähnlich sind die Verhältnisse bei der Bestimmung der Querbeschleunigung  $a_y$  im Fahrzeugschwerpunkt SP. Die Transformation der in einem fahrzeugfesten Punkt gemessenen Querbeschleunigung in den Schwerpunkt erfordert neben der Kenntnis der Giergeschwindigkeit, die als Meßwert vorliegt, auch die Kenntnis der Gierbeschleunigung. Diese wird jedoch nicht direkt erfaßt, sondern muß aus den beiden gemessenen Querbeschleunigungen entsprechend

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{a_{Y,H} - a_{Y,V} + \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2 \cdot (Y_H \cdot Y_V)}{X_H - X_V} \quad (\text{Gl. 7})$$

abgeleitet werden. Die (gemessene) Querbewegung im Fahrzeugschwerpunkt  $a_{Y,\text{mess}}$  ergibt sich jetzt aus

$$a_Y = a_{Y,F,P} + \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2 \cdot Y_{F,P} - \left(\frac{d^2\psi}{dt^2} \cdot X_{F,P}\right) \quad (\text{Gl. 12})$$

mit einem der beiden Querbewegungssignale  $a_{Y,V}$  oder  $a_{Y,H}$ , unter Berücksichtigung der gemessenen Giergeschwindigkeit und der Gierbeschleunigung entsprechend (Gl. 7).

Die so ermittelte Querbewegung  $a_{Y,\text{mess}}$  entspricht jedoch nicht der rein aus der Fahrzeugbewegung resultierenden Querbewegung  $a_Y$ . Bedingt durch den Wankwinkel  $\varphi$  sind die Meßwerte der Querbewegungssensoren durch eine Erdbeschleunigungskomponente verfälscht. Diesen systematischen Meßfehler gilt es zu eliminieren.

Für das Fahrzeug 1 besteht der lineare Zusammenhang

$$\varphi = KW \cdot a_Y \quad (\text{Gl. 8}) \text{ zwischen Wankwinkel } \varphi \text{ und Querbewegung } a_Y. \text{ Dabei erreicht } KW \text{ den Wert}$$

$$KW = 0,012 \frac{\text{rad}}{\text{m/s}^2}$$

Unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse, entsprechend Fig. 5, ergibt sich schließlich

$$a_Y = \frac{1}{1 + g \cdot KW} \cdot a_{Y,\text{mess}} \quad (\text{Gl. 9})$$

wenn  $\sin \varphi = \varphi$  und  $\cos \varphi = 1$  gesetzt wird.

Auch bei der Bestimmung der Längsbewegung  $a_X$  im Fahrzeugschwerpunkt SP ist zu berücksichtigen, daß die Erfassung des Meßwerts in Position H (vgl. Fig. 2) erfolgt. Zudem ist auch das Längsbewegungssignal durch eine Komponente der Erdbeschleunigung  $g$  verfälscht, bedingt durch den Nickwinkel  $\vartheta$  des Fahrgestells. Die Transformation in den Koordinatenursprung erfolgt deshalb mit

$$a_X = a_{X,F,P} + \left(\frac{d\psi}{dt}\right)^2 \cdot X_{F,P} + \left(\frac{d^2\psi}{dt^2} \cdot Y_{F,P}\right), \quad (\text{Gl. 11})$$

wobei die gemessene Giergeschwindigkeit und die Gierbeschleunigung entsprechend (Gl. 7) eingesetzt werden.

Die Korrektur des systematischen Meßfehlers, resultierend aus dem Nickwinkel  $\vartheta$ , erfolgt analog zur Korrektur des Querbewegungssignals. Es ergibt sich

$$a_X = \frac{1}{1 + g \cdot KN} a_{X,\text{mess}} \quad (\text{Gl. 10})$$

Dabei besitzt der Nickwinkel/Längsbewegungs-Gradient  $KN$  beim Antreiben und Bremsen unterschiedliche Werte. Beim Antreiben ergibt sich für das Fahrzeug 1 der Wert

$$KN = 0,006 \frac{\text{rad}}{\text{m/s}^2}$$

Für den Fall, daß das Fahrzeug 1 abgebremst wird, gilt

$$KN = 0,002 \frac{\text{rad}}{\text{m/s}^2}$$

#### Erkennen des Fahrbahnzustandes

Das Bestimmen des aktuellen Fahrbahnzustands ist der wichtigste Teil der Signalinterpretation, da der Zustand der Fahrbahnoberfläche den größten Einfluß auf das zu prognostizierende Kraftschlußpotential des Gesamtfahrzeugs ausübt.

Die Strategie zur Erkennung des Fahrbahnzustands ist geprägt durch die zur Verfügung stehenden Meßgrößen. Die Identifikation von Fahrbahnzustand kann über ein geeignetes Sensorsignal erfolgen. Anders ist die

Situation bei der Erkennung von Fahrbahnglätte. Direkt kann dieser Fahrbahnzustand nicht sensiert werden. Fahrbahnglätte verändert jedoch signifikant die Reifeneigenschaften. Dies äußert sich auch im Bewegungsverhalten des Gesamtfahrzeugs. Die Identifikation einer winterglatten Fahrbahnoberfläche erfolgt deshalb durch Interpretation des Fahrzustands.

Die Erkennung des Fahrbahnzustands erfolgt in drei Stufen. Wie in Fig. 6 dargestellt, wird zunächst angenommen, daß die Fahrbahn trocken ist. Im nächsten Schritt wird geprüft, ob Fahrbahnglätte vorliegt. Liegt keine winterglatte Fahrbahn vor, liefert ein Abfragen des Näsensensor-Signals die Information, ob die Fahrbahnoberfläche naß ist. Die Ergebnisse beider Abfragen werden schließlich kombiniert, so daß zwischen den drei Fahrbahnzuständen

- trocken,
- naß sowie
- winterglatt unterschieden werden kann.

#### Prognose des Reibungsbeiwertes

Das Kraftschlußpotential des Fahrzeugs kann näherungsweise berechnet werden, wenn der aktuelle Reibungsbeiwert bekannt ist. Dieser wird nicht direkt gemessen, sondern unter Berücksichtigung von Fahrbahnzustand (qualitativ) und Fahrgeschwindigkeit  $v$  (quantitativ) prognostiziert (vgl. Fig. 1). Die Güte dieser Vorhersage beeinflusst damit entscheidend die Qualität der daraus abgeleiteten Informationen. Da das Fahrzeug 1 mit einer Mischbereifung ausgerüstet ist, muß für Vorder- und Hinterachse jeweils ein separater Reibungsbeiwert prognostiziert werden.

Die Struktur der Schritte zur Prognose des Reibungsbeiwerts verdeutlicht Fig. 7. Der Reibungsbeiwert, entspr. Definition der maximale Bremskraftbeiwert bei einer Radlast von 4 kN, wird dabei abhängig von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  angesetzt. Vernachlässigt man das Verhalten des Kraftschlußbeiwerts bei kleinen Geschwindigkeiten ( $< 20$  km/h), so zeigt sich, daß die Abhängigkeit des Reibungsbeiwerts von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  grundsätzlich hyperbolischen Charakter aufweist. Dieser Zusammenhang kann näherungsweise durch das Polynom

$$\mu = G2 \cdot v^2 + G1 \cdot v + G0 \quad (\text{Gl. 13})$$

beschrieben werden. Prinzipiell von Bedeutung für diesen Ansatz ist, daß durch  $G0$  die Möglichkeit gegeben ist, das Kraftschlußniveau zu beeinflussen.  $G1$  und  $G2$  ermöglichen es die individuelle Abhängigkeit des Reibungsbeiwerts von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  zu definieren. Die Koeffizienten des Polynoms sind abhängig vom Fahrbahnzustand. Sie werden entsprechend dem aktuellen Fahrbahnzustand aus einem Datenspeicher abgerufen. Durch Einsetzen der Fahrgeschwindigkeit  $v$  in Gleichung (Gl. 13) wird schließlich der aktuelle Reibungsbeiwert für Vorder- und Hinterachse approximiert.

Ausgangsdaten bei der Ermittlung des Speicherinhalts sind Reibungsbeiwerte aus Reifenkennfeldern. Diese Werte sind auf Reifenprüfständen ermittelt worden.

Wie bereits erwähnt, ist das Fahrzeug 1 mit unterschiedlich dimensionierten Reifen an Vorder- und Hinterachse ausgerüstet. Prüfstandsmessungen, als Basisdaten für die Prognose des Reibungsbeiwerts, liegen jedoch hauptsächlich nur für den schmalen Vorderreifen (Reifen 1) vor. Um daraus Rückschlüsse auf das zu erwartende Verhalten des breiteren Hinterreifens (Reifen 3) zu ermöglichen, werden als zusätzliche Information die Radaufstandsflächen der beiden Reifen bestimmt. Der Vorderachs-Reifen besitzt eine nahezu quadratische Aufstandsfläche. Für den breiteren Reifen an der Hinterachse entsteht dagegen ein hauptsächlich in Querrichtung sich erstreckender Latsch. Im Vergleich zum Reifen an der Vorderachse fällt beim Reifen der Hinterachse insbesondere die Latschlänge deutlich geringer aus. Dies muß bei der Prognose der Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibungsbeiwerts berücksichtigt werden.

Das Reibungsniveau, charakterisiert durch  $G0$ , wird schließlich mit Hilfe von Prinzipversuchen auf einer Fahrbahn bestimmt.

Die Abhängigkeit der gespeicherten Parabelkoeffizienten (Fig. 7) vom Fahrbahnzustand ist nachfolgend beschrieben. Dabei wird grundsätzlich zwischen trockener, nasser und winterglatter Fahrbahn unterschieden.

Zur Festlegung der bei trockener Fahrbahn gültigen Koeffizienten für (Gl. 11) werden zunächst die Prüfstandswerte von Reifen 1 und 3 untersucht. Es zeigt sich (Fig. 8), daß die Reibungsbeiwerte beider Reifen bis zu einer Geschwindigkeit von 180 km/h über  $\mu = 1.0$  liegen. Auch ist zu erkennen, daß die Reibungsbeiwerte mit zunehmender Geschwindigkeit kleiner werden. Dabei fallen die Werte des breiteren Reifens (Reifen 3) starker ab als die des schmalen Reifens (Reifen 1). Die Beiwerte des breiten Reifens liegen bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 160 km/h höher als die Werte des schmalen. Bei einer Fahrgeschwindigkeit  $v$  im Bereich von 160 km/h erreichen beide Reifen etwa den gleichen maximalen Umfangskraftbeiwert. Dieses Verhalten läßt sich durch die unterschiedliche Form der Radaufstandsflächen bzw. Reifenkonstruktion erklären.

Bedingt durch einen signifikant kürzeren Latsch wird der breitere Reifen beim Abrollen weniger stark verformt. Dies führt zu einer homogenen Druckverteilung in der Radaufstandsfläche. Aufgrund des degressiven Zusammenhangs zwischen Flächenpressung und Kraftschlußbeiwert ist eine homogene Druckverteilung optimal für den Aufbau von Reibungskräften zwischen Reifen und Fahrbahn. Daraus resultieren die höheren Reibungsbeiwerte des breiteren Reifens bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  gewinnt jedoch ein anderer Einfluß an Bedeutung. Die Größe der Reibkraft zwischen Reifen und Fahrbahn wird hauptsächlich durch die Adhäsionskomponente bestimmt. Der Aufbau der hierzu notwendigen molekularen Bindungen erfordert allerdings Zeit. So ist leicht einzusehen, daß mit zunehmender Fahrgeschwin-

digkeit  $v$  die Kontaktzeit zwischen den einzelnen Molekülen des Reifens und der Fahrbahn abnimmt, was die Reduzierung des Reibungsbeiwerts mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  bedingt. Dieser Effekt wird durch eine kleinere Latschlänge beim breiteren Reifen noch verstärkt. Hinzu kommt, daß beim breiteren Reifen durch seine in Laufflächenmitte verstärkte Karkasse mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  eine inhomogenere Bodendruckverteilung entsteht. Daraus resultiert schließlich ein stärkerer Abfall des Reibungsbeiwerts über der Fahrgeschwindigkeit  $v$  für den breiteren Reifen an der Hinterachse. Dieses prinzipielle Verhalten der beiden Reifen, insbesondere das Verhältnis zueinander, muß bei der Prognose des Reibungsbeiwerts für alle Fahrbahnzustände berücksichtigt werden.

Als unterstützende Maßnahme für eine realitätsnahe Prognose des Reibungsbeiwerts werden deshalb zusätzliche Versuche durchgeführt. Dabei wird auf trockener Fahrbahn 1 das Fahrzeug 1 mit maximaler Verzögerung abgebremst. Durch Rückrechnung aus den Ergebnissen dieser Versuche kann der Reibungsbeiwert der Vorderachs-Reifen als Funktion der Fahrgeschwindigkeit  $v$  bestimmt werden. Für Gleichung (Gl. 13) ergeben sich die Parabelkoeffizienten

$$G_{2,V} = 0.000075 \text{ s}^2/\text{m}^2,$$

$$G_{1,V} = -0.00714 \text{ s/m und}$$

$$G_{0,V} = 1.192.$$

Unter Berücksichtigung der Prüfstandsergebnisse für Reifen 1 und 3 sowie der Rückschlüsse aus der Form der Radaufstandsfläche bzw. der Reifenkonstruktion werden die Parabelkoeffizienten für die Hinterachsbereifung zu

$$G_{2,H} = 0.0000771 \text{ s}^2/\text{m}^2,$$

$$G_{1,H} = -0.007920 \text{ s/m und}$$

$$G_{0,H} = 1.223$$

festgelegt. Diese Werte sind gespeichert und werden bei trockener Fahrbahn zur Prognose des Reibungsbeiwerts des jeweiligen Reifens an Vorder- und Hinterachse in (Gl. 13) eingesetzt.

Im Vergleich zur trockenen Fahrbahn, kann bei Fahrbahnnässe die Prognose des Reibungsbeiwerts theoretisch nicht auf Basis einzelner Kennlinien für Vorder- und Hinterachse erfolgen. Hier ist der Einfluß der Wasserhöhe  $WH$  zu berücksichtigen. Die Punkte in Fig. 9 zeigen die maximalen Umfangskraftbeiwerte für Reifen 1 bei einer Radlast von  $P = 4000 \text{ N}$ , aufgetragen über der jeweils zugehörigen Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Es wird deutlich, daß bei geringer Wasserhöhe ( $WH = 0.2 \text{ mm}$ ) die Beiwerte in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  degressiv abfallen. Der Kurvenverlauf ist mit der Geschwindigkeitsabhängigkeit auf trockener Fahrbahn vergleichbar. Mit zunehmender Wasserhöhe  $WH$  verändert sich jedoch diese Charakteristik. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten fallen die Beiwerte mit größer werdender Wasserhöhe zunehmend progressiv über der Geschwindigkeit ab. Praktisch ohne Einfluß auf den Reibungsbeiwert ist die Wasserhöhe bei kleinen Geschwindigkeiten ( $v < 40 \text{ km/h}$ ). Dennoch sind die Beiwerte auch bei geringer Fahrgeschwindigkeit  $v$  auf nasser Fahrbahn grundsätzlich kleiner als auf trockener.

Der Zusammenhang zwischen Reibungsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit  $v$  kann bei der Prognose auch auf nasser Fahrbahn näherungsweise mit (Gl. 13) beschrieben werden. Im Unterschied zur trockenen Fahrbahn sind die Parabelkoeffizienten  $G_2$ ,  $G_1$  und  $G_0$  jedoch keine Konstanten, sondern müssen in Abhängigkeit von der Wasserhöhe  $WH$  bestimmt werden. Für die in Fig. 9 dargestellten Meßwerte von Reifen 1 ergeben sich durch Regressionsanalyse die Zusammenhänge

$$G_2 = G_{22} \cdot WH^2 + G_{21} \cdot WH + G_{20} \quad (\text{Gl. 14})$$

mit

$$G_{22} = -0.0001515 \text{ s}^2/(),$$

$$G_{21} = 0.0001621 \text{ s}^2/() \text{ und}$$

$$G_{20} = 0.0000344 \text{ s}^2/\text{m}^2$$

sowie

$$G_1 = G_{12} \cdot WH^2 + G_{11} \cdot WH + G_{10} \quad (\text{Gl. 15})$$

mit

$$G_{12} = 0.0044326 \text{ s}/(),$$

$$G_{11} = -0.0083232 \text{ s}/() \text{ und}$$

$$G_{10} = -0.0045210 \text{ s/m}$$

und

$$G_0 = G_{02} \cdot WH^2 + G_{01} \cdot WH + G_{00} \quad (\text{Gl. 16})$$

mit

$$G_{02} = -0.0305470 \text{ 1/mm}^2,$$

$$G_{01} = 0.0724680 \text{ 1/mm und}$$

$$G_{00} = 0.846.$$

Auf nasser Fahrbahn erfordert die Prognose des Reibungsbeiwertes also die Kenntnis der aktuellen Wasserhöhe. Die vorhandene Sensorik liefert jedoch nur eine qualitative Aussage über das Vorhandensein von Fahrbahnnässe. Die aktuelle Wasserhöhe kann nicht gemessen werden. Auch kann bei der Prognose des Reibungsbeiwerts nicht vorausgesetzt werden, daß die Eigenschaften der Fahrbahn hinsichtlich Mikrorauhigkeit und Makrorauhigkeit (Drainagevermögen) mit der Prüfstandsfahrbahn übereinstimmen. Als unterstützende Maß-

nahme für eine realitätsnahe Prognose des Reibungsbeiwerts sind deshalb auch bei Nässe zusätzliche Versuche erforderlich. Hierzu wird auf durch Dauerregen nasser Fahrbahn das Fahrzeug 1 mit maximaler Verzögerung abgebremst. Durch Rückrechnung aus den Ergebnissen dieser Versuche ergibt sich, daß zur Prognose des Reibungsbeiwerts der Vorderachsreifen eine Wasserhöhe von

WHV = 1.4 mm

angesetzt werden muß. Zusätzlich ist G00 auf

G00,V = 1.126

zu setzen, denn das Niveau der Reibungsbeiwerte auf nasser Fahrbahn liegt wesentlich höher als bei den Messungen auf dem Prüfstand.

Der prognostizierte Reibungsbeiwert der Reifen an der Vorderachse ergibt sich damit entsprechend der in Fig. 10 dargestellten Kennlinie. Die zur Berechnung notwendigen Werte für WHV und G00,V werden im Speicher zur Prognose des Reibungsbeiwerts (vgl. Fig. 7) abgelegt und bei nasser Fahrbahn zur Bestimmung der für die Vorderräder gültigen Parabelkoeffizienten von (Gl. 13) in (Gl. 14), (Gl. 15) und (Gl. 16) eingesetzt.

Den in Fig. 9 dargestellten Meßwerten der Vorderräder stehen vergleichbare Daten für die Hinterräder (Reifen 3) nicht zur Verfügung. Die Prognose des Reibungsbeiwerts der Hinterräder des Fahrzeugs 1 stützt sich deshalb auf Versuchsergebnisse sowie auf theoretische Überlegungen, die eine Aussage über das zu erwartende Kraftschlußverhalten des breiteren Hinterreifens in Relation zum schmalen Vorderreifen erlauben. Hierzu wird insbesondere untersucht, wie sich die Reifenbreite auf den Kraftaufbau bei Fahrbahnnässe auswirkt.

Der Kraftaufbau bei nasser Fahrbahnoberfläche läßt sich mit Hilfe eines in der Literatur häufig verwendeten 3-Zonen-Modells beschreiben. Charakteristisch für diese Betrachtungsweise ist, daß die Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn in drei Zonen unterteilt wird (Fig. 11).

Zone I stellt einen Bereich dar, in dem sich aufgrund hydrodynamischer Effekte ein Wasserkeil bildet, welcher den Reifen vollständig von der Fahrbahn trennt. Zone II wird als Übergangsbereich betrachtet, in dem bereits örtlicher Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn besteht. Zone III charakterisiert schließlich den Bereich, in dem sich ein durch die Anwesenheit von Wasser nahezu ungestörter, enger Kontakt zwischen Molekülen des Reifens und der Fahrbahn aufbauen kann. Demzufolge ist insbesondere die Länge von Zone III maßgebend für den erreichbaren Kraftschluß. Dies gilt unter der Voraussetzung, daß die Fahrbahn ein Mindestmaß an Mikro-  
 rauigkeit besitzt. Sie ist erforderlich, um den auch in Zone III noch vorhandenen minimalen Wasserfilm zu durchstoßen.

Ausgangspunkt der Überlegungen ist deshalb die Tatsache, daß zur Erzeugung der Reibkraft wesentlich bestimmenden Adhäsionskomponente ein direkter Kontakt zwischen den Molekülen von Reifen und Fahrbahn bestehen muß. Dies ist auf nasser Fahrbahnoberfläche nur möglich, wenn das Wasser vollständig aus dem Kontaktbereich zur Reifenoberfläche verdrängt wird. Das pro Zeiteinheit  $dt$  zu verdrängende Wasservolumen  $dV$  kann hierzu näherungsweise durch den Ansatz

$$\frac{dV}{dt} \sim bL \cdot v \cdot WH \quad (\text{Gl. 17})$$

beschrieben werden. Es ist abhängig von Latschbreite  $bL$ , Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Wasserhöhe  $WH$ . Wie gut es dem Reifen gelingt, dieses Wasser aus der Radaufstandsfläche zu verdrängen, ist schließlich entscheidend für die maximal übertragbare Reibkraft. Bei ihren Untersuchungen wurde festgestellt, daß Reifen mit zunehmender Breite mehr Schwierigkeiten haben, Wasser aus der Aufstandsfläche zu verdrängen. Entsprechend ergeben sich bei breiteren Reifen geringere maximale Umfangskräfte, wenn Fahrgeschwindigkeit  $v$  bzw. Wasserhöhe zunehmen. Bei Geschwindigkeiten unter 30 bis 40 km/h besitzt die Reifenbreite keinen Einfluß auf den Reibungsbeiwert.

Selbst unter der Annahme, daß das Drainagevermögen eines Reifens unabhängig von der Reifenbreite ist, läßt sich aus rein geometrischen Zusammenhängen ein mit zunehmender Reifenbreite schlechter werdendes Kraftschlußverhalten erklären. Hierzu wird für das 3-Zonen-Modell näherungsweise angesetzt, daß sich die Dimension von Zone I und II proportional zum Volumenstrom verhält. Ist das Drainagevermögen des Reifens unabhängig von der Reifenbreite, so ergibt sich aus (Gl. 17)

$$(l_i + l_{ii}) = KP \cdot v \cdot WH \quad (\text{Gl. 18})$$

mit  $KP$  als Proportionalitätsfaktor.

Wie groß die übertragbare Reibkraft  $FR$  wird, hängt schließlich von der durch Latschbreite  $bL$  und Länge  $l_{iii}$  von Zone III bestimmten Fläche ab.  $l_{iii}$  ergibt sich hierzu aus der Differenz zwischen der Länge der ursprünglichen Radaufstandsfläche  $l_L$  und der Summe aus I und II. Für die Reibkraft  $FR$  gilt damit näherungsweise

$$FR \sim bL \cdot l_L - (bL \cdot KP \cdot v \cdot WH) \quad (\text{Gl. 19})$$

Bei gegebener Latschbreite  $bL$  ist somit auf nasser Fahrbahn hauptsächlich die Länge des Latsches für das Kraftschlußniveau bestimmend. Durch Anwesenheit von Wasser auf der Fahrbahn wird demzufolge die für den Kraftaufbau erforderliche Fläche beim breiteren Reifen prozentual stärker reduziert. Aufgrund der geringeren Latschlänge muß also für den breiteren Hinterreifen im Vergleich zum schmalen Vorderreifen ein geringeres Kraftschlußniveau angesetzt werden. Für den Kraftaufbau in Zone III gelten neben den zuvor beschriebenen Überlegungen auch die für trockene Fahrbahn beschriebenen Zusammenhänge. Danach können bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten die Nachteile des breiteren Reifens bei Fahrbahnnässe durch die homogenere Druck-



verteilung in Zone III der Radaufstandsfläche teilweise wieder ausgeglichen werden. Bei Geschwindigkeiten unter 40 km/h sind deshalb keine unterschiedlichen Reibungsbeiwerte an Vorder- und Hinterreifen zu erwarten. Mit großer werdender Fahrgeschwindigkeit  $v$  gilt aber auch, daß bei kleinerer Latschlänge weniger Zeit zum Aufbau molekularer Bindungen zur Verfügung steht. Dies verstärkt noch die Nachteile des breiteren Reifens beim Kraftaufbau auf nasser Fahrbahn. Für den breiteren Reifen an der Hinterachse muß deshalb ein Reibungsbeiwert/Fahrgeschwindigkeits-Gradient angesetzt werden, der im Verhältnis zum Gradient des Vorderreifens noch steiler ausfällt als bei trockener Fahrbahn.

Analog zu den Versuchsergebnissen und den theoretischen Überlegungen erfolgt die Prognose des Reibungsbeiwerts für den Reifen der Hinterachse. Die Berechnung der Parabelkoeffizienten von (Gl. 13) erfolgt wie für die Vorderreifen mit (Gl. 14), (Gl. 15) und (Gl. 16). Das Niveau der Reibungsbeiwerte bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten wird maßgeblich durch  $G_{00}$  in (Gl. 16) bestimmt. Da sich hier der Hinterreifen nicht vom Vorderreifen unterscheiden soll, wird

$$G_{00,H} = G_{00,V} = 1.126$$

gesetzt. Ein bei höheren Fahrgeschwindigkeiten größerer Reibungsbeiwert/Fahrgeschwindigkeits-Gradient als an der Vorderachse kann durch den Parameter Wasserhöhe erzeugt werden. Sie wird deshalb zur Berechnung der Parabelkoeffizienten  $G_2$ ,  $G_1$  und  $G_0$  für den Reifen an der Hinterachse auf einen fiktiven Wert  $WHH$  gesetzt. Dieser ergibt sich aus der für die Vorderräder angesetzten Wasserhöhe  $WHV$ , die den tatsächlichen, Fahrbahnverhältnissen entspricht, zu

$$WHH = WAV + 0.2 \text{ mm} \quad (\text{Gl.20})$$

Für den prognostizierten Reibungsbeiwert der Reifen an der Hinterachse gilt damit die in Fig. 10 dargestellte Kennlinie. Die zur Berechnung notwendigen Werte für  $WHH$  und  $G_{00,H}$  werden im Speicher zur Prognose des Reibungsbeiwerts (vgl. Fig. 7) abgelegt und bei nasser Fahrbahn zur Bestimmung der für die Hinterräder gültigen Parabelkoeffizienten von (Gl. 13) in (Gl. 14), (Gl. 15) und (Gl. 16) eingesetzt.

Als Basis für die Prognose des Reibungsbeiwerts auf winterglatter Fahrbahn liegen direkt keine Daten für die am Fahrzeug 1 montierten Reifen vor.

Zunächst kann festgestellt werden, daß die Erscheinungsformen von Winterglätte überaus vielfältig sind. Mit Begriffen wie Schneeglätte, Eisglätte, Glatteis oder Reif wird die Entstehungsgeschichte und die Struktur der winterlichen Straßenglätte beschrieben. Typisch für alle winterglatten Fahrbahnoberflächen ist das sehr kleine Kraftschlußniveau. Dieses ist auf die Anwesenheit von Wasser in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn zurückzuführen. Es bildet sich auch bei Temperaturen deutlich unter 0 Grad durch Reibungswärme und Druckschmelzen. Durch das Anschmelzen der Fahrbahnoberfläche bei der Kraftübertragung wird die Mikro-  
rauhigkeit weitgehend aufgelöst. Es kann sich nur eine geringe Adhäsionskomponente ausbilden. Wichtig ist auch die Feststellung, daß bei ruhendem Kontakt zwischen Gummiprobe und Eisoberfläche mit zunehmender Kontaktzeit die Anfangsreibung ansteigt. Bei Messungen auf Eis wird festgestellt, daß die maximalen Umfangskraftbeiwerte bei einer sehr kleinen Geschwindigkeit (ca. 5 km/h) ein Maximum erreichen. Nach Überschreiten des Maximums fällt der maximale Bremskraftbeiwert mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  leicht progressiv ab. Damit läßt sich folgender Schluß ziehen: Auch auf winterglatter Fahrbahn beeinflußt die Verweildauer eines Elements der Reifenoberfläche in der Kontaktzone zur Fahrbahn wesentlich den Reibungsbeiwert.

Für den Kraftaufbau am Reifen ergeben sich damit ähnliche Verhältnisse wie bei nasser Fahrbahn in Zone III der Radaufstandsfläche. Analog zu den oben gezogenen Schlußfolgerungen wird damit das Kraftschlußniveau auf winterglatter Fahrbahn maßgeblich durch die Größe der Radaufstandsfläche geprägt. Hinzu kommt der negative Einfluß der höheren Flächenpressung beim breiteren Reifen, die sich durch den größeren Reifeninnendruck ergibt. So ist für den breiteren Reifen an der Hinterachse ein geringerer Reibungsbeiwert anzusetzen wie für den Vorderreifen. Aufgrund der Zeitbedarfs zum Aufbau der Adhäsionskomponente ist bei beiden Reifen ein Abfall des maximalen Bremskraftbeiwerts mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  zu prognostizieren. Bedingt durch die kleinere Latschlänge, ist der Abfall beim breiteren Reifen steiler.

Als unterstützende Maßnahme für eine realitätsnahe Prognose des Reibungsbeiwerts wurden auch auf winterglatter Fahrbahn Prinzip-Versuche durchgeführt. Dabei wird das Fahrzeug 1 in Geradeausfahrt beschleunigt bzw. abgebremst. Die Ergebnissen der Bremsversuche ermöglichen Rückschlüsse auf das Niveau des Reibungsbeiwerts der Vorderachsreifen. Für (Gl. 13) werden die Parabelkoeffizienten auf

$$G_{2,V} = -0.00002 \text{ s}^2/\text{m}^2,$$

$$G_{1,V} = -0.0015 \text{ s/m und}$$

$$G_{0,V} = 0.20$$

gesetzt. Durch Rückrechnung aus den Beschleunigungsversuchen werden die Parabelkoeffizienten für die Hinterachsbereifung zu

$$G_{2,H} = -0.00004 \text{ s}^2/\text{m}^2,$$

$$G_{1,H} = -0.005 \text{ s/m und}$$

$$G_{0,H} = 0.19$$

festgelegt. Aus (Gl. 13) ergeben sich damit die in Fig. 12 dargestellten Reibungsbeiwerte. Es zeigt sich, daß die Tendenzen der prognostizierten Reibungsbeiwerte mit den theoretischen Überlegungen in Einklang stehen. Die Parabelkoeffizienten werden im Speicher zur Prognose des Reibungsbeiwerts abgelegt. Sie werden bei winterglatter Fahrbahn zur Berechnung des maximalen Bremskraftbeiwerts der Reifen an Vorder- und Hinterachse in (Gl. 13) eingesetzt.

## Berechnung des Kraftschlußpotentials

Im nächsten Schritt soll aus dem ermittelten Reibungsbeiwert das Kraftschlußpotential ermittelt werden. Ziel der darauf hinführenden Approximation ist es, eine geschlossene Näherungslösung zur Ermittlung des Kraftschlußpotentials abzuleiten. Bestimmend sind dabei die maximal übertragbaren Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn, sowie das Fahrzeugkonzept. Basis für die Herleitung der Algorithmen zur näherungsweise Berechnung der Fahrgrenzen sind die aus einer Simulationsrechnung sich ergebenden Kraftschlußpotentiale.

Als wesentliche Erleichterung bei der Lösungsfindung erweist sich die Normierung der Hüllkurven der Kraftschlußpotentiale. Sie erfolgt für die einzelnen Reifenkennfelder über eine Division der Koordinaten der einzelnen Potentialverläufe durch die jeweiligen Extremwerte der Beschleunigungen. Diese ergeben sich aus den Schnittpunkten der Kraftschlußpotentiale mit den Koordinatenachsen des  $a_x/a_y$ -Diagramms. Aufgrund des unterschiedlichen Längsbeschleunigungspotentials beim Bremsen bzw. Antreiben, setzt sich entsprechend auch das normierte Kraftschlußpotential des Fahrzeugs aus zwei Hälften zusammen. Auf die zuvor beschriebene Weise aus den Simulationsergebnissen abgeleiteten Kurvenpunkte der normierten Potentiale sind für alle untersuchten Reifenkennfelder in Fig. 13 für den Fall Antreiben und in Fig. 14 für Bremsen dargestellt. Es zeigt sich, daß innerhalb der jeweiligen Potentialbereiche (Antreiben bzw. Bremsen) die Kontur der Norm-Potentiale sehr ähnlich verläuft. Dies läßt den Schluß zu, daß die Kraftschlußverhältnisse zwischen Reifen und Fahrbahn den Kurvenverlauf des normierten Potentials nur unwesentlich beeinflussen. Somit kann die Kontur des normierten Kraftschlußpotentials unabhängig von Fahrbahnzustand, Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Reifentyp beschrieben werden. Zu berücksichtigen ist jedoch ein unterschiedlicher Kurvenverlauf beim Antreiben bzw. Bremsen. Mit Regressionsrechnung kann für die Approximation des normierten Kraftschlußpotentials beim Antreiben die Ellipsengleichung

$$KX2 \cdot \frac{a_x^2}{a_{x, \max}^2} + KX1 \frac{a_x}{a_{x, \max}} + KY2 \frac{a_y^2}{a_{y, \max}^2} + KY1 \frac{a_y}{a_{y, \max}} = 1 \quad (\text{Gl. 21})$$

mit

$$KX2 = 1,19058,$$

$$KX1 = -0,19058,$$

$$KY2 = 0,73819 \text{ und}$$

$$KY1 = 0,26181$$

als Näherung abgeleitet werden. Als Randbedingung wird dabei gefordert, daß die Approximation in beiden Koordinatenrichtungen den Achsenabschnittswert Eins erreicht.

Auch bei der Approximation des normierten Potentials beim Bremsen kann die Forderung nach Achsenabschnitt Eins in beiden Koordinatenrichtungen eingehalten werden. Als beste Näherungslösung liefert die Regressionsrechnung dabei das in Fig. 11 eingetragene Polynom 4. Grades. Die Approximationsgleichung lautet

$$\frac{a_y}{a_{y, \max}} = K4 \frac{a_x^4}{a_{x, \min}^4} + K3 \frac{a_x^3}{a_{x, \min}^3} + K2 \frac{a_x^2}{a_{x, \min}^2} + K1 \frac{a_x}{a_{x, \min}} + K0 \quad (\text{Gl. 22})$$

mit

$$K4 = -3,54984,$$

$$K3 = 4,60826,$$

$$K2 = -2,10140,$$

$$K1 = 0,04298 \text{ und}$$

$$K0 = 1,0.$$

Mit (Gl. 21) und (Gl. 22) kann also die maximal mögliche Querbeschleunigung des Gesamtfahrzeugs als Funktion der Längsbeschleunigung mit guter Näherung berechnet werden, wenn die Achsenabschnitte in Form der Extremwerte der Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung bekannt sind. Auch diese Werte lassen sich mit einer geschlossenen Lösung bestimmen, wenn Kenntnis über die maximal übertragbaren Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn besteht.

Den folgenden Betrachtungen über die maximal übertragbare Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn liegt die Hypothese zugrunde, daß grundsätzlich eine Abhängigkeit zwischen den Reifeneigenschaften in Längs- und Querrichtung bestehen muß, da die bei der Kraftübertragung in Kontakt stehenden Stoffe stets gleich sind und die Entstehungsmechanismen der Gummireibung nicht richtungsabhängig sind. Es müssen damit auch Zusammenhänge zwischen den Extremwerten der Reifenkennlinien für die Reibkräfte in Längs- und Querrichtung bestehen. Die Zusammenhänge werden jedoch durch den Aufbau des Reifens, das Reifenprofil und die unterschiedlichen Entstehungsmechanismen der Gleitgeschwindigkeiten in Längs- und Querrichtung beeinflusst. Es wird dadurch sicher die Charakteristik der Abhängigkeiten zwischen den Reibkräften in Längs- und Querrichtung des Reifens beeinflusst, nicht aber ihre Existenz. Für die näherungsweise Bestimmung des Kraftschlußpotentials ist es erforderlich, die maximal übertragbaren Umfangs- und Seitenkräfte als Funktion der Radlast zu kennen. Die Zusammenhänge werden in Abhängigkeit vom maximalen Umfangskraftbeiwert bei einer Radlast von  $P = 4000 \text{ N}$  bestimmt. Dieser Beiwert stellt dabei das Charakteristikum für die jeweiligen Kraftschlußverhältnisse in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn dar. Er ist hier als Reibungsbeiwert definiert.

Aus den Reifenkennfeldern können die jeweils maximal übertragbaren Umfangskräfte als Funktion der Radlast  $P$  abgeleitet werden. Die sich ergebenden Zusammenhänge sind bekanntermaßen degressiv wobei die

einzelnen Kennlinien im gesamten Radlastbereich mathematisch nicht einfach beschreibbar sind. Für die Berechnung des Kraftschlußpotentials ist jedoch nur ein begrenzter Bereich der jeweiligen Kennlinie von Interesse, der für das Beispielfahrzeug etwa zwischen einer Radlast von  $P=3000\text{ N}$  und  $P=5000\text{ N}$  liegt. In diesem Radlastintervall kann die Abhängigkeit der maximalen Umfangskraft  $U_{\max}$  von der Radlast  $P$  durch die Parabelgleichung

$$U_{\max} = D \cdot P^2 + E \cdot P + F \quad (\text{Gl. 23})$$

approximiert werden. Voraussetzung ist dabei die genaue Kenntnis der von den Kraftschlußverhältnissen stark abhängigen Koeffizienten  $D$ ,  $E$  und  $F$ . Um diese zu ermitteln, werden aus den einzelnen Reifenkennfeldern die maximal übertragbaren Umfangskräfte bei den Radlasten 3000, 4000 und 5000 N bestimmt. Mit diesen Werten lassen sich die Koeffizienten  $D$ ,  $E$  und  $F$  für jede Kennlinie berechnen. Zusätzlich wird für jedes Reifenkennfeld der Reibungsbeiwert bei einer Radlast von 3500 N ermittelt. Es wird nun angesetzt, daß zwischen den Koeffizienten von (Gl. 23) und dem Reibungsbeiwert ein möglichst einfacher Zusammenhang in Form eines Polynoms ersten oder zweiten Grades besteht. Die Koeffizientengleichungen werden durch Regressionsrechnung ermittelt. Den Zusammenhang zwischen dem Koeffizient  $D$  und dem Reibungsbeiwert zeigt Fig. 15. Aufgetragen sind die aus den Reifenkennfeldern direkt abgeleiteten Werte. Zusätzlich ist die durch

$$D = D_2 \cdot \mu^2 + D_1 \cdot \mu + D_0 \quad (\text{Gl. 24})$$

mit

$$D_2 = -0,00000523 \text{ 1/N},$$

$$D_1 = -0,00002869 \text{ 1/N und}$$

$$D_0 = 0,00001103 \text{ 1/N}$$

beschriebene Approximationskurve eingetragen. Es zeigt sich, daß der Koeffizient  $D$  mit zunehmendem Reibungsbeiwert kleiner wird. Zudem ist  $D$  außer bei sehr geringem Reibkraftniveau stets negativ. Daraus ergibt sich ein degressiver Zusammenhang zwischen maximaler Umfangskraft und Radlast. Die Degressivität steigt mit wachsendem Reibungsbeiwert. Insgesamt fällt der Einfluß des Koeffizienten  $D$  auf die maximale Umfangskraft sehr klein aus. Der entsprechend (Gl. 23) sich ergebende Anteil des Produkts aus  $D$  und dem Quadrat der Radlast  $P$  an der maximalen Umfangskraft bleibt im relevanten Radlastbereich zwischen 3000 N und 5000 N unter 10%. Dies bedeutet, daß der Zusammenhang zwischen maximaler Umfangskraft und Radlast nur geringfügig von der hauptsächlich durch  $E$  bestimmten linearen Abhängigkeit abweicht.

Fig. 16 zeigt den Zusammenhang zwischen Reibungsbeiwert und Koeffizient  $E$  der Umfangskraft/Radlast – Parabel (Gl. 23). Aufgetragen sind die aus den Reifenkennfeldern abgeleiteten sowie die mit einem linearen Ansatz

$$E = E_1 \cdot \mu + E_0 \quad (\text{Gl. 25})$$

approximierten Werte, wobei

$$E_1 = 1,1337 \text{ und}$$

$$E_0 = -0,0355$$

dabei in guter Näherung den Zusammenhang im gesamten Wertebereich treffen. Die Größenordnung von  $E$  bewirkt, daß dieser Koeffizient etwa 90% der maximalen Umfangskraft bestimmt.

Der Zusammenhang zwischen Reibungsbeiwert und Koeffizient  $F$  ist schließlich in Fig. 17 dargestellt. Auch dieser fällt grundsätzlich sehr klein aus. Die Approximationsgleichung lautet

$$F = F_1 \cdot \mu + F_0 \quad (\text{Gl. 26})$$

mit

$$F_1 = 45,38 \text{ N und}$$

$$F_0 = -73,04 \text{ N.}$$

Bei sehr kleinem Reibungsbeiwert und gleichzeitig geringer Radlast (z. B. 3000 N) erreicht der in (Gl. 23) durch  $F$  bestimmte Anteil an der gesamten Umfangskraft maximal 10%. Mit zunehmendem Reibungsbeiwert wird der Einfluß von  $F$  vernachlässigbar klein, insbesondere bei hohen Radlasten.

Auch für die Erstellung der Gleichungen zur Approximation der maximalen Seitenkräfte werden aus den zur Verfügung stehenden Reifenkennfeldern die jeweils maximal übertragbaren Seitenkräfte bei den Radlasten 3000, 4000 und 5000 N bestimmt. Der Zusammenhang zwischen maximal übertragbarer Seitenkraft und Radlast ist gleichfalls degressiv und wird für den Radlastbereich von  $P=3000\text{ N}$  bis  $P=5000\text{ N}$  entsprechend der Parabelgleichung

$$S_{\max} = A \cdot P^2 + B \cdot P + C \quad (\text{Gl. 27})$$

angesetzt. In Analogie zur Ermittlung der Parabelkoeffizienten von (Gl. 23), werden in einem ersten Schritt zunächst die Koeffizienten  $A$ ,  $B$  und  $C$  mit Hilfe der aus den einzelnen Reifenkennfeldern entnommenen maximal

übertragbaren Seitenkräfte bestimmt. Basierend auf der oben formulierten Hypothese, werden die Koeffizienten A, B und C in Abhängigkeit vom Reibungsbeiwert approximiert. Die Bestimmung der Koeffizientengleichungen erfolgt wieder durch Regressionsrechnung. Dabei zeigt sich, daß neben der Koeffizientengleichung für A, auch für den Koeffizienten B erst eine Abhängigkeit vom Reibungsbeiwert in Form eines Polynoms zweiten Grades zu einer befriedigenden Gesamtlösung führt. Die Approximation der Koeffizienten A, B und C ergibt sich schließlich wie folgt. Koeffizient A kann näherungsweise durch

$$S = A_2 \cdot \mu^2 + A_1 \cdot \mu + A_0 \quad (\text{Gl. 28})$$

mit

$$A_2 = -0,00005312 \text{ 1/N}$$

$$A_1 = 0,00004481 \text{ 1/N}$$

$$A_0 = -0,00001489 \text{ 1/N}$$

berechnet werden. In Fig. 18 sind die aus den Reifenkennfeldern direkt abgeleiteten Werte von A sowie die Approximation mit (Gl. 28) als Funktion des Reibungsbeiwerts dargestellt. A ergibt sich dabei stets negativ. Sein Betrag nimmt mit wachsendem Reibungsbeiwert progressiv zu. Dies bedeutet, daß der Zusammenhang zwischen maximaler Seitenkraft und Radlast mit wachsendem Reibungsbeiwert  $\mu$  zunehmend degressiver wird. Der Einfluß von A auf die maximale Seitenkraft ist grundsätzlich klein. Der Anteil des Produkts aus A und dem Quadrat der Radlast an der entsprechend (Gl. 27) berechneten maximalen Seitenkraft bleibt im relevanten Radlastbereich zwischen 3000 N und 5000 N unter 10%. Dies bedeutet, daß der Zusammenhang zwischen maximaler Seitenkraft und Radlast nahezu linear ist. Die lineare Abhängigkeit bestimmt der Parabelkoeffizient B. Fig. 19 stellt den Zusammenhang zwischen Koeffizient B und dem Reibungsbeiwert dar. Aufgetragen sind wieder die aus den Reifenkennfeldern direkt abgeleiteten Werte sowie die mit (Gl. 29) approximierten, beide als Funktion des Reibungsbeiwerts. Die Regressionsrechnung liefert als Approximationsgleichung für den Koeffizient B die Parabelgleichung

$$B = B_2 \cdot \mu^2 + B_1 \cdot \mu + B_0 \quad (\text{Gl. 29})$$

mit

$$B_2 = 0,4794,$$

$$B_1 = 0,2667 \text{ und}$$

$$B_0 = 0,1788.$$

Sie ergibt, daß im betrachteten Bereich des Reibungsbeiwerts der Koeffizient B mit steigendem Beiwert progressiv zunimmt. Demzufolge steigt die maximal erreichbare Seitenkraft überproportional mit dem Reibungsbeiwert an. Die Größenordnung von B bewirkt, daß die mit (Gl. 27) berechnete maximale Seitenkraft zu über 90% aus dem Produkt von B und Radlast P resultiert.

Koeffizient C (Fig. 20), approximiert durch

$$C = C_1 \cdot \mu + C_0 \quad (\text{Gl. 30})$$

mit

$$C_1 = -30,86 \text{ N und}$$

$$C_0 = 23,80 \text{ N,}$$

ist aufgrund seines geringen Betrages ohne nennenswerten Einfluß auf den Zusammenhang zwischen maximaler Seitenkraft und Radlast.

Für die Algorithmen zur Berechnung der maximalen Querbeschleunigung ist neben den maximal übertragbaren Kräften auch der Schräglaufwinkel  $\alpha_{s,\max}$  bei maximaler Seitenkraft (Umfangsschlupf  $s=0$ ) von Interesse. Die Untersuchung der Zusammenhänge ergibt, daß der Schräglaufwinkel bei maximaler Seitenkraft insbesondere von drei Größen abhängig ist, nämlich

- Radlast P,
- Reibungsbeiwert  $\mu$  und
- Fahrgeschwindigkeit v.

Es wird deutlich, daß mit zunehmender Radlast größere Schräglaufwinkel auftreten, wobei der Einfluß bei größeren Reibungsbeiwerten deutlicher ausgeprägt ist. Die Radlast ist allerdings insgesamt wesentlich weniger einflußreich als Reibungsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit v. Um für die Berechnung der maximalen Querbeschleunigung des Gesamtfahrzeugs eine geschlossene Lösung zu ermöglichen, wird deshalb bei der näherungsweise Berechnung von  $\alpha_{s,\max}$  der Radlasteinfluß vernachlässigt. Die Radlast P wird auf  $P=4000 \text{ N}$  festgelegt, entsprechend dem Mittelwert der zur Verfügung stehenden Daten. 4000 N Radlast entsprechen auch dem Wert, welcher der Definition des Reibungsbeiwerts zugrunde liegt. Für die Approximation des Schräglaufwinkels bei maximaler Seitenkraft wird somit nur der Einfluß von Reibungsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit v berücksichtigt. Durch Regressionsanalyse ergibt sich schließlich die Approximationsgleichung

$$\alpha_{s,\max} = (L_2 \cdot v^2 + L_1 \cdot v + L_0) \cdot \mu^2 + (M_2 \cdot v^2 + M_1 \cdot v + M_0) \mu + (N_2 \cdot v^2 + N_1 \cdot v + N_0) \quad (\text{Gl. 31})$$

mit den Koeffizienten

$$\begin{aligned} L_2 &= 0,0176 \text{ Grad s}^2/\text{m}^2, M_2 = -0,0190 \text{ Grad s/m}, N_2 = 0,0034 \text{ Grad}, \\ L_1 &= -1,6960 \text{ Grad s}^2/\text{m}^2, M_1 = 2,0155 \text{ Grad s/m}, N_1 = -0,5015 \text{ Grad}, \\ L_0 &= 55,315 \text{ Grad s}^2/\text{m}^2, M_0 = -63,063 \text{ Grad s/m}, N_0 = 21,059 \text{ Grad}. \end{aligned}$$

Mit (Gl. 31) für die konstante Radlast  $P = 4000 \text{ N}$  berechnete Schräglaufwinkel bei maximaler Seitenkraft  $\alpha_{S,\max}$  sind in Fig. 21 als Funktion von Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Reibungsbeiwert dargestellt. Es zeigt sich, daß  $\alpha_{S,\max}$  in Abhängigkeit vom Reibungsbeiwert parabelförmig verläuft. Es entsteht ein ausgeprägtes Minimum, welches sich mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  zu kleineren Reibungsbeiwerten hin verlagert. Die Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  ist bei kleinen Reibungsbeiwerten nahezu linear. Bei großem Reibungsbeiwert steigt der Schräglaufwinkel bei maximaler Seitenkraft  $\alpha_{S,\max}$  mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit  $v$  progressiv an.

Will man die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragbaren Kräfte als Reibungskuchen betrachten, so ist ein gleichwertiger Maßstab für Schräglaufwinkel und Umfangsschlupf  $\lambda$  erforderlich. Hierzu muß der Schräglaufwinkel in Querschlupf umgerechnet werden. Ein ausgewogeneres Verhältnis zwischen Umfangsschlupf und Querschlupf ergibt sich, wenn letzterer gemäß

$$\lambda = \sin(\alpha_{S,\max}) \quad (\text{Gl. 32})$$

bestimmt wird, was Fig. 22 verdeutlichen soll. Hier sind die mit (Gl. 32) berechneten Werte des Querschlupfs bei maximaler Seitenkraft aufgetragen über dem unter gleichen Randbedingungen ermittelten Umfangsschlupf bei maximaler Umfangskraft. Es zeigt sich, daß trotz erheblicher Streubreite ein Zusammenhang besteht, der im Trend zutrifft.

Es müssen noch Algorithmen für die Berechnung der Extremwerte der Beschleunigungen hergeleitet werden. Diese Beschleunigungswerte werden als Maßstabsfaktoren benötigt, um aus den Koordinatengleichungen der normierten Fahrgrenzen (Gl. 21) und (Gl. 22) die absoluten Werte des Kraftschlußpotentials bestimmen zu können. Für die Berechnung der Extrembeschleunigungen wird vorausgesetzt, daß an der jeweils bestimmenden Achse die maximal übertragbaren Kräfte auftreten.

Bestimmend für die maximale Längsbeschleunigung ist im Fall eines Fahrzeuges mit Hinterradantrieb die Summe der maximal übertragbaren Umfangskräfte an beiden Rädern der Hinterachse  $U_{H,\max}$ . Es ist jedoch zu berücksichtigen, daß diese Kraft nicht in vollem Umfang zur Beschleunigung des Fahrzeugs zur Verfügung steht, da ein Teil der Umfangskraft zur Überwindung des Fahrwiderstands  $FW$  benötigt wird. Bei ebener Betrachtung setzt sich  $FW$  entsprechend

$$FW = C_w \cdot A_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + f \cdot m \cdot g \quad (\text{Gl. 33})$$

aus Luftwiderstand und Rollwiderstand zusammen. Unter der Voraussetzung, daß bei Geradeausfahrt kein Lenkradeinschlag  $d$  existiert und das Fahrzeug 1 Hinterachs Antrieb besitzt, ergibt sich für die Längsbeschleunigung bei Betrachtung des Fahrzeugs als Einspurmodell der Zusammenhang

$$m \cdot a_{x,\max} = U_{H,\max} - F_w \quad (\text{Gl. 34})$$

worin  $m$  die Fahrzeugmasse repräsentiert. Die Summe der maximalen Vortriebskräfte an der Hinterachse  $U_{H,\max}$  kann mit (Gl. 23) berechnet werden, wenn die Radlasten der Hinterräder bekannt sind. Bei der Ermittlung der Radlasten ist zu berücksichtigen, daß beim Beschleunigen aufgrund der Schwerpunktshochlage eine Achslastverlagerung von der Vorderachse zur Hinterachse entsteht. Diese ergibt sich entsprechend

$$DP = \frac{m \cdot h_{SP}}{l} a_{x,\max} \quad (\text{Gl. 35})$$

als Funktion der erreichbaren Längsbeschleunigung. Die relevante Hinterachslast  $PH$  setzt sich somit aus der statischen Hinterachslast  $P_{0,H}$  und der dynamischen Achslast  $DP$  zusammen. Bei maximaler Beschleunigung gilt somit für die jeweiligen Radlasten der Hinterräder

$$P_2 = \frac{P_{0,H}}{2} + \frac{DP}{2} \quad (\text{Gl. 36})$$

bzw.

$$P_3 = \frac{P_{0,H}}{2} + \frac{DP}{2} \quad (\text{Gl. 37})$$

Die zur Lösung von (Gl. 34) erforderliche maximale Vortriebskraft an der Hinterachse  $U_{H,\max}$  ergibt sich schließlich aus der Summe der maximalen Umfangskräfte der einzelnen Hinterräder. Diese lassen sich durch Einsetzen von (Gl. 36) und (Gl. 37) in (Gl. 23) berechnen. Aus (Gl. 34) entsteht so eine quadratische Gleichung, mit

welcher die maximale Längsbeschleunigung entsprechend

$$a_{x, \max} = \frac{-K_1 - \sqrt{K_1^2 - (4 \cdot K_0 \cdot K_2)}}{2 \cdot K_2} \quad (\text{Gl. 38})$$

bestimmt werden kann. Die Koeffizienten der Parabel sind dabei abhängig von Fahrwiderstand und Fahrzeugkonzept, sowie von den Koeffizienten D (Gl. 24), E (Gl. 25) und F (Gl. 26) des Zusammenhangs zwischen maximal übertragbarer Umfangskraft und Reibungsbeiwert. Als Parabelkoeffizienten sind für (Gl. 38) die Werte von

$$K_0 = D \cdot \frac{P_0 \cdot H^2}{2} + E \cdot P_0 \cdot H + 2 \cdot F - (C_w \cdot A_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + (f \cdot m \cdot g))$$

$$K_1 = (D \cdot P_0 \cdot H + E) \cdot \frac{m \cdot h_{SP}}{I} - m \text{ und}$$

$$K_2 = \frac{D \cdot m^2 \cdot h_{SP}^2}{2 \cdot I^2}$$

einzusetzen.

Die minimale Längsbeschleunigung  $a_{x, \min}$  ist ein negativer Beschleunigungswert. Aus Gründen der Anschaulichkeit wird deshalb meist die maximale Bremsverzögerung betrachtet, welche dem Betrag der minimalen Längsbeschleunigung entspricht. Bestimmend für die minimale Längsbeschleunigung ist die Summe der maximal übertragbaren Bremskräfte an den Rädern von Vorderachse  $U_{v, \max}$  und Hinterachse  $U_{H, \max}$ . Dabei ist zu berücksichtigen, daß jedoch nur an der Vorderachse die maximal übertragbaren Kräfte ausgenutzt werden dürfen. An der Hinterachse wird aus Gründen der Fahrstabilität nur ein Teil der maximal übertragbaren Umfangskraft aufgebracht. Das Kraftübertragungspotential der Vorderachse bestimmt somit die maximal erreichbare Bremsverzögerung. So wird sichergestellt, daß an den Hinterrädern neben Bremskräften auch Seitenkräfte übertragen werden können, die einen stabilen Fahrzustand beim Bremsen gewährleisten. Die Bremskraft an der Hinterachse ergibt sich hierzu zu

$$U_{H, \max} = BA_1 \cdot U_{v, \max} + BA_0 \cdot m \cdot g \quad (\text{Gl. 39}).$$

Neben den Bremskräften bewirkt auch der Fahrwiderstand  $FW$ , welcher sich entsprechend (Gl. 33) aus Luftwiderstand und Rollwiderstand zusammensetzt, eine Verzögerung des Fahrzeugs. Unter der Voraussetzung, daß bei Geradeausfahrt kein Lenkradeinschlag  $\delta$  existiert, ergibt sich bei Betrachtung des Fahrzeugs als Einspurmodell für die minimale Längsbeschleunigung des Fahrzeugs der Zusammenhang

$$m \cdot a_{x, \min} = -(1 + BA_1) \cdot U_{v, \max} - (BA_0 \cdot m \cdot g + FW) \quad (40).$$

Die maximale Umfangskraft an der Vorderachse  $U_{v, \max}$  kann mit (Gl. 23) berechnet werden, wenn die Radlasten der Vorderräder bekannt sind. Bei der Ermittlung der Radlasten ist zu berücksichtigen, daß beim Bremsen aufgrund der Schwerpunktshochlage eine Achslastverlagerung  $DP$  von der Hinterachse zur Vorderachse entsteht. Diese ergibt sich entsprechend

$$DP = -\frac{m \cdot h_{SP}}{I} \cdot a_{x, \min} \quad (\text{Gl. 41})$$

als Funktion der erreichbaren Längsbeschleunigung. Die relevante Vorderachslast  $P_V$  setzt sich somit aus der statischen Vorderachslast  $P_{0, V}$  und der dynamischen Achslast  $DP$  zusammen. Bei maximaler Bremsverzögerung gilt somit für die jeweiligen Radlasten der Hinterräder

$$P_1 = \frac{P_{0, V}}{2} + \frac{DP}{2} \quad (\text{Gl. 42})$$

bzw.

$$P_4 = \frac{P_{0, V}}{2} + \frac{DP}{2} \quad (\text{Gl. 43})$$

Die zur Lösung von (Gl. 40) erforderliche maximale Bremskraft an der Vorderachse  $U_{v, \max}$  ergibt sich schließlich aus der Summe der maximalen Umfangskräfte der einzelnen Vorderräder. Diese lassen sich durch Einsetzen von (Gl. 42) und (Gl. 43) in (Gl. 23) berechnen. Aus (Gl. 40) entsteht so eine quadratische Gleichung, welche die minimale Längsbeschleunigung entsprechend

$$a_{x, \min} = \frac{-K_1 - \sqrt{K_1^2 - (4 \cdot K_0 \cdot K_2)}}{2 \cdot K_2} \quad (\text{Gl. 44})$$

liefert. Die Koeffizienten der Parabel sind dabei abhängig von Fahrwiderstand und Fahrzeugkonzept, sowie von den Koeffizienten D (Gl. 24), E (Gl. 25) und F (Gl. 26) des Zusammenhangs zwischen maximal übertragbarer Umfangskraft und Reibungsbeiwert. Es ergeben sich

$$K_0 = -(1 + BA_1) \cdot \left( \frac{D \cdot P_0 \cdot v^2}{2} + E \cdot P_0 \cdot v + 2 \cdot F \right) - (C_w \cdot A_F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 + (f + BA_0) \cdot m \cdot g) \quad 5$$

$$K_1 = (1 + BA_1) \cdot (D \cdot P_0 \cdot v + E) \cdot \frac{m \cdot h_{SP}}{l} - m$$

$$K_2 = -(1 + BA_1) \cdot \frac{D \cdot m^2 \cdot h_{SP}^2}{2 \cdot l^2} \quad 10$$

Die Fahrwerke moderner Personenwagen sind so abgestimmt, daß sich die Fahrzeuge bei Kurvenfahrt untersteuernd verhalten. Es bedeutet, daß die maximale Querschleunigung bei stationärer Kreisfahrt dann erreicht ist, wenn an den Rädern der Vorderachse die maximal übertragbaren Seitenführungskräfte auftreten. Es ist allerdings auch möglich, daß ein Fahrzeug übersteuert. Dies kann sich z. B. durch einen extremen Beladungszustand ergeben. In diesem Fall bestimmt das Seitenführungspotential der Hinterachse die maximal erreichbare Querschleunigung des Fahrzeugs. Im folgenden werden beide Fälle betrachtet.

Bei untersteuernder Charakteristik wird die erreichbare Querschleunigung durch die maximal übertragbaren Seitenkräfte an der Vorderachse bestimmt. Sie wird  $a_{y,max,v}$  bezeichnet. Die gleichzeitig auftretenden Seitenführungskräfte an der Hinterachse lassen sich mit Hilfe des Drallsatzes für das Einspur-Fahrzeug bestimmen. Definitionsgemäß verschwindet bei stationärer Kreisfahrt die Gierbeschleunigung. Damit ergibt sich für das Einspur-Fahrzeug die Seitenkraft SH an der Hinterachse zu

$$SH = \frac{l_v}{l_H} \cdot (S_v \cdot \cos(\delta) + U_v \cdot \sin(\delta)) \quad (Gl. 45) \quad 25$$

Die Umfangskraft UV an der Vorderachse ergibt sich bei stationärer Kreisfahrt und Hinterradantrieb aus dem Rollwiderstand der Vorderräder. Aus der Bedingung für das Kräftegleichgewicht in Fahrzeugquerrichtung kann mit (Gl. 45) die maximale Querschleunigung  $a_{y,max,v}$  bei stationärer Kreisfahrt entsprechend

$$a_{y,max,v} = \frac{1}{m \cdot l_H} (S_{v,max} \cdot \cos(\delta) - (f \cdot P_v \cdot \sin(\delta))) \quad (Gl. 46) \quad 30$$

als Funktion von maximal übertragbarer Seitenführungskraft  $S_{v,max}$  und Radeinschlagwinkel  $\delta$  bestimmt werden. Die maximal übertragbare Seitenführungskraft  $S_{v,max}$  ergibt sich entsprechend

$$S_{v,max} = S_{1,max} + S_{4,max} \quad (Gl. 47) \quad 40$$

als Summe der durch (Gl. 27) gegebenen Maximalkräfte der beiden Vorderräder (Index 1 und 4). Bei der Ermittlung der für (Gl. 27) benötigten Radlasten wird berücksichtigt, daß durch die Schwerpunktshochlage  $h_{SP}$  ein der Querschleunigung proportionales Wankmoment entsteht. Dieses führt zu einer Radlastverlagerung von den kurveninneren Rädern nach kurvenaußen. Für die Radlastverlagerung an der Vorderachse gilt dabei

$$DP_v = W_{AV} \cdot m \cdot \frac{h_{SP}}{b_v} \cdot a_{y,max} \quad (Gl. 48) \quad 45$$

wobei  $W_{AV}$  den prozentualen Anteil des Wankmoments festlegt, der an der Vorderachse abgestützt wird. Damit ergeben sich die Radlasten an der Vorderrädern zu

$$P_1 = \frac{P_{0,v}}{2} - DP_v \quad (Gl. 49) \quad 50$$

$$P_4 = \frac{P_{0,v}}{2} + DP_v \quad (Gl. 50) \quad 55$$

Neben der maximal übertragbaren Seitenführungskraft ist zur Lösung von (Gl. 46) noch der Radeinschlagwinkel  $\delta$  der Vorderachse zu bestimmen. Dieser muß so gewählt werden, daß sich an den einzelnen Rädern der Schräglaufwinkel einstellt, welcher zur Erzeugung der maximal übertragbaren Seitenführungskraft benötigt wird. Vernachlässigt man den Einfluß der Radlast auf den Schräglaufwinkel zur Erzeugung der Seitenkraftmaxima, so kann dieser mit (Gl. 31) als Funktion des Reibungsbeiwerts und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  bestimmt werden. Damit ist hinsichtlich der Schräglautwinkel keine Unterscheidung zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Rad notwendig. Vernachlässigt man den durch die Spurweite bedingten Einfluß auf die Geschwindigkeitsrichtung an den einzelnen Rädern der Vorderachse des Fahrzeugs, so kann das Fahrzeug als Einspurfahr-

zeug betrachtet werden. Der Einschlagwinkel der Vorderräder berechnet sich dann, bei Vernachlässigung des Schwimmwinkels zu

$$\delta = \frac{l_v \cdot a_y}{v^2} - \alpha_{s, \max} \quad (\text{Gl. 51})$$

Die Berechnung von  $\alpha_{s, \max}$  erfolgt dabei mit (Gl. 31). Zudem wird zwischen Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung näherungsweise der Zusammenhang

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{a_y}{v} \quad (\text{Gl. 52})$$

vorausgesetzt. Dieser ergibt sich bei stationärer Kreisfahrt aus der Drehbewegung des Fahrzeugs im erdfesten Koordinatensystem. Der Schwimmwinkel wird dabei vernachlässigt so daß die Bahnnormalbeschleunigung  $a_N$  gleich der Querbeschleunigung  $a_y$  des Fahrzeugs gesetzt werden kann. Unter der Voraussetzung, daß der Lenkwinkel  $\delta$  klein ist, so daß  $\sin(\delta) = \delta$  und  $\cos(\delta) = 1$  gesetzt werden kann, ergibt sich schließlich durch Einsetzen von (Gl. 47) und (Gl. 51) in (Gl. 46) eine quadratische Gleichung für die maximale Querbeschleunigung. Deren Lösung ergibt

$$a_{x, \max, v} = \frac{-K_1 - \sqrt{K_1^2 - (4 \cdot K_0 \cdot K_2)}}{2 \cdot K_2} \quad (\text{Gl. 53})$$

Die Parabelkoeffizienten werden entsprechend

$$K_0 = \frac{A \cdot P_0 \cdot N^2}{2} + B \cdot P_0 \cdot V + 2 \cdot C + f \cdot P_0 \cdot V \cdot \alpha_{s, \max}$$

$$K_1 = - \left( \frac{m \cdot l_H}{l} + f \cdot \frac{P_0 \cdot V \cdot l_v}{v^2} \right)$$

und

$$K_2 = 2 \cdot A \cdot \left( \frac{WAV \cdot m \cdot hSP}{b_v} \right)^2$$

bestimmt. Sie sind nur abhängig von Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Reibungsbeiwert  $\mu$ , denn sowohl  $A$  (Gl. 28),  $B$  (Gl. 29) und  $C$  (Gl. 30) als auch  $\alpha_{s, \max}$  sind als Funktionen desselben bekannt. Die maximale Querbeschleunigung bei untersteuernder Fahrzeugcharakteristik kann damit approximiert werden.

Bei übersteuernder Charakteristik wird die erreichbare Querbeschleunigung durch die maximal übertragbaren Seitenkräfte an der Hinterachse bestimmt. Die gleichzeitig auftretenden Seitenführungskräfte an der Vorderachse lassen sich wieder mit Hilfe des Drallsatzes für das Einspur-Fahrzeug bestimmen. Definitionsgemäß verschwindet auch im Fall des Übersteuerns bei stationärer Kreisfahrt die Gierbeschleunigung. Damit ergibt sich für das Einspur-Fahrzeug die Gesamtseitenkraft an der Vorderachse zu

$$S_v \cdot \cos(\delta) + U_v \cdot \sin(\delta) = \frac{l_H}{l_v} \cdot S_H \quad (\text{Gl. 54})$$

Aus der Bedingung für das Kräftegleichgewicht in Fahrzeugquerrichtung kann mit (Gl. 41) die maximale Querbeschleunigung  $a_{Y, \max, H}$  bei stationärer Kreisfahrt aus

$$a_{y, \max, H} = \frac{l}{l_v \cdot m} \cdot S_{H, \max} \quad (\text{Gl. 55})$$

als Funktion von der maximal übertragbarer Seitenführungskraft der Hinterachse  $S_{H, \max}$  bestimmt werden. Hierzu wird die maximal übertragbare Seitenkraft  $S_{H, \max}$  entsprechend

$$S_{H, \max} = S_{2, \max} + S_{3, \max} - S_U \quad (\text{Gl. 56})$$

angesetzt. Sie ergibt sich als Summe der maximalen Seitenführungskräfte der beiden Hinterräder reduziert um die Kraft  $S_U$ . Durch die Kraft  $S_U$  wird berücksichtigt daß bei angetriebenen Hinterrädern das Seitenführungspotential der Achse durch Umfangskräfte beeinträchtigt wird, die zur Überwindung der Fahrwiderstände  $FW$  (entsprechend (Gl. 33)) erforderlich sind. Hierzu wird der Zusammenhang zwischen Umfangskraft und Seitenkraft je Hinterrad als Ellipse angesetzt, so daß gilt



$$\frac{S_i^2}{S_{i,max,O}^2} = 1 - \frac{(0,5 \cdot FW)^2}{U_{i,max,O}^2} \quad (Gl. 57)$$

Um eine geschlossene Lösung für (Gl. 55) zu ermöglichen, wird angenommen, daß zur Berechnung der Achsenabschnitte dieser Ellipse (Gl. 57) mit (Gl. 23) bzw. (Gl. 27) die erforderlichen Radlasten  $P_{0,2}$  bzw.  $P_{0,3}$  jeweils der halben statischen Achslast ( $P_{0,H}/2$ ) entsprechen. Der dadurch entstehende Fehler im Gesamtergebnis wird als gering erachtet. Der Verlust an Seitenführungskraft der Hinterachse infolge Umfangskräften zur Überwindung des Fahrwiderstands ergibt sich damit zu

$$SU = 2 \cdot S_{max} \cdot \left( \frac{P_{0,H}}{2} \right) \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{(0,5 \cdot Fw)^2}{U_{max}^2 \cdot \left( \frac{P_{0,H}}{2} \right)}} \right] \quad (Gl. 58)$$

Neben  $SU$ , sind zur Lösung von (Gl. 47) ferner die maximalen Seitenkräfte an den beiden Hinterrädern erforderlich. Diese lassen sich durch Einsetzen der dynamischen Radlasten  $P_i$  in (Gl. 27) berechnen. Dabei muß berücksichtigt werden, daß durch die Schwerpunkthochlage  $h_{SP}$  ein der Querbeschleunigung proportionales Wankmoment entsteht. Dieses führt zu einer Radlastverlagerung von den kurveninneren Rädern nach kurvenaußen. Für die Radlastverlagerung an der Hinterachse gilt dabei

$$DP_H = (1 - WAV) \cdot m \cdot \frac{h_{SP}}{b_H} \cdot a_{y,max,H} \quad (Gl. 59)$$

wobei  $(1 - WAV)$  den prozentualen Anteil des Wankmoments beschreibt, der an der Hinterachse abgestützt wird. Somit ergeben sich die Radlasten an den Hinterrädern zu

$$P_2 = \frac{P_{0,H}}{2} - DP_H \quad (Gl. 60)$$

und

$$P_3 = \frac{P_{0,H}}{2} + DP_H \quad (Gl. 61)$$

Durch Einsetzen von (Gl. 60) und (Gl. 61) in (Gl. 27) lassen jetzt die maximalen Seitenführungskräfte der beiden Hinterräder formulieren. Zusammen mit (Gl. 58) ergibt sich daraus entsprechend (Gl. 55) eine quadratische Gleichung für die maximale Querbeschleunigung  $a_{y,max,H}$ . Deren Lösung lautet

$$a_{y,max,H} = \frac{-K_1 - \sqrt{K_2^2 - (4 \cdot K_0 \cdot K_2)}}{2 \cdot K_2} \quad (Gl. 62)$$

Die Parabelkoeffizienten werden entsprechend

$$K_0 = A \cdot \frac{P_{0,H}^2}{2} + B \cdot P_{0,H} + 2 \cdot C - SU$$

$$K_1 = - \left( m \cdot \frac{lv}{l} \right)$$

$$K_2 = 2 \cdot A \cdot \left( \frac{(1 - WAV) \cdot h_{SP}}{b_H} \right)^2$$

bestimmt. Sie sind dabei nur abhängig von Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Reibungsbeiwert  $\mu$ , denn sowohl  $A$  (Gl. 28),  $B$  (Gl. 29),  $C$  (Gl. 30) und  $SU$  (Gl. 58) sind als Funktionen desselben bekannt. Damit kann die maximale Querbeschleunigung auch für den Fall approximiert werden, daß sie durch das Seitenführungspotential der Hinterachse bestimmt wird.

Mit den abgeleiteten Zusammenhängen sind die maximal erreichbaren stationären Beschleunigungen eines Fahrzeugs zunächst nur in Richtung der horizontalen Koordinatenachsen (Längs- oder Querrichtung) des horizontalen Koordinatensystem (X,Y,Z) bestimmbar. Die Berechnung der Fahrgrenzen bei überlagerter Längs- und Querbeschleunigung erfolgt schließlich mit Hilfe der normierten Kraftschlußpotentialhälften. Das Potential des Gesamtfahrzeugs ergibt sich für positive Längsbeschleunigungen durch Einsetzen von  $a_{x,max}$  aus (Gl. 38) und  $a_{y,max}$  aus (Gl. 53) bzw. (Gl. 62) in die Gleichung für das normierte Potential beim Antreiben (Gl. 21). Entsprechend berechnet sich das Kraftschlußpotential beim Bremsen durch Einsetzen von  $a_{x,min}$  aus (Gl. 44) und

$a_{Y,max}$  aus (Gl. 53) bzw. (Gl. 62) in (Gl. 22). Beide Potentialhälften zusammen ergeben die aktuellen Fahrgrenzen des Gesamtfahrzeugs beim Befahren einer Linkskurve auf homogener Fahrbahn. Das Kraftschlußpotential der entsprechenden Rechtskurve entsteht durch Spiegelung an der  $a_X$ -Achse.

Fig. 24 verdeutlicht nochmals den Zusammenhang. Im Anschluß an die Prognose des aktuellen Reibungsbeiwerts an Vorder- und Hinterachse folgt die Berechnung des Kraftschlußpotentials. Dieses kann mit den beschriebenen Abhängigkeiten aus den Reibungsbeiwerten  $\mu_v$  und  $\mu_H$  abgeleitet werden.

Entsprechend Fig. 24 werden zunächst mit (Gl. 24), (Gl. 25) und (Gl. 26) die Koeffizienten D, E, F der max. Umfangskraft/Radlast — Parabel (Gl. 23) sowie mit (Gl. 28), (Gl. 29) und (Gl. 30) die Parabelkoeffizienten A, B und C des Zusammenhangs (Gl. 27) zwischen maximaler Seitenkraft und Radlast bestimmt. Zusätzlich wird mit (Gl. 31) der bei maximaler Seitenkraft auftretende Schräglaufwinkel  $\alpha_{S,max}$  ermittelt.

In der nächsten Ebene (vgl. Fig. 24) erfolgt die Berechnung der Extremwerte der erreichbaren Beschleunigungen. Sind die jeweiligen Parabelkoeffizienten A, B und C für Vorder- und Hinterachse bestimmt, so können mit (Gl. 53) bzw. (Gl. 62) die vom Seitenführungspotential der einzelnen Achsen bestimmten Maximalbeschleunigungen  $a_{Y,max,V}$  und  $a_{Y,max,H}$  berechnet werden. Die maximale Querbeschleunigung entspricht dann dem kleineren der beiden Werte. Mit Hilfe der Koeffizienten D, E und F kann mit (Gl. 38) die maximale Längsbeschleunigung  $a_{X,max}$  und mit (Gl. 44) die maximale Bremsverzögerung  $a_{X,min}$  ermittelt. Bei der Berechnung von  $a_{X,min}$  ist allerdings noch zu berücksichtigen, daß das Fahrzeug 1 mit einer ABS-Anlage ausgerüstet ist. Dieses System regelt bekanntlich den Schlupf im Bereich des Umfangskraftmaximums. Durch die Regeltätigkeit entstehen Verluste. Somit darf auch nur ein bestimmter Prozentsatz der mit (Gl. 23) approximierten maximalen Umfangskraft zur Berechnung der maximalen Bremsverzögerung eingesetzt werden. Auf trockener Fahrbahn ergibt sich ein Wirkungsgrad von 95%, auf nasser Fahrbahn ein Wirkungsgrad von 89% und auf winterglatter Fahrbahn wird ein Wirkungsgrad von 98% erreicht.

Der ABS-Wirkungsgrad ist in der Realität abhängig von der Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Er wird mit abnehmender Geschwindigkeit zunehmend schlechter. Dies kann vernachlässigt werden, da bei der Prognose der Reibungsbeiwerte der progressive Anstieg des Beiwerts mit abnehmender Geschwindigkeit nur unzureichend ausgeprägt ist. Beide Vernachlässigungen heben sich gegenseitig auf.

Das Kraftschlußpotential ergibt sich schließlich für positive Längsbeschleunigungen durch Einsetzen von  $a_{X,max}$  und  $a_{Y,max}$  in die Gleichung für das normierte Potential beim Antreiben (Gl. 21). Entsprechend berechnet sich das Potential beim Bremsen durch Einsetzen von  $a_{X,min}$  und  $a_{Y,max}$  in (Gl. 22). Beide Potentialhälften ergeben die aktuellen Fahrgrenzen des Gesamtfahrzeugs beim Befahren einer Linkskurve auf homogener Fahrbahn. Das Kraftschlußpotential der entsprechenden Rechtskurve entsteht durch Spiegelung an der  $a_X$ -Achse.

Das Ergebnis dieser Berechnungen wird in Form eines Ergebnisvektors abgelegt und zur Datenausgabe oder Weiterverarbeitung an weitere Steuereinrichtungen übergeben (siehe Fig. 1).

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung des Kraftschlußpotentials eines Kraftfahrzeuges, bestehend aus folgenden Schritten:

- Erfassen und Glätten von Meßwerten
- Bestimmen eines Fahrzustandes aus den Meßwerten,
- Erkennen eines Fahrbahnzustandes aus den Meßwerten und dem Fahrzustand,
- Prognostizieren eines herrschenden Reibungsbeiwertes aus dem Fahrbahnzustand und dem Fahrzustand und
- Ermittlung eines Kraftschlußpotentials aus dem Reibungsbeiwert.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei

- im Schritt Erfassen und Glätten von Meßwerten die Größen Fahrzeuggeschwindigkeit, Schwimmwinkel des Fahrzeuges, Fahrzeugbeschleunigung in Längs- und Querrichtung, Gierwinkel des Fahrzeuges sowie Lenkradwinkel erfaßt und nachfolgend mittels eines exponentiellen Filters geglättet werden,
- im Schritt Bestimmen des Fahrzustandes aus den Meßwerten die Größen Schwimmwinkel, Fahrzeuggeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung sowie Fahrzeugbeschleunigung in Längs- und Querrichtung, jeweils für den Schwerpunkt, bestimmt werden,
- im Schritt Erkennen des Fahrbahnzustandes erkannt wird, ob trockene, nasse oder winterglatte Fahrbahn vorliegt,
- im Schritt Prognostizieren eines herrschenden Reibungsbeiwertes abhängig vom Fahrbahnzustand aus einem Speicher ein erster Satz Koeffizienten (A, B, C, D, E, F, L, M, N) für Polynome zur Berechnung des Reibungsbeiwertes ermittelt wird, in die die Fahrgeschwindigkeit als Variable eingeht, wobei der erste Satz Koeffizienten aus Reifenkennfeldern und Versuchen abhängig von Reifenausführung und Fahrbahnzustand ermittelt wurde und im Speicher abgelegt ist und
- im Schritt Ermittlung eines Kraftschlußpotentials abhängig vom Reibungsbeiwert aus einem Speicher ein zweiter Satz Koeffizienten (K) ermittelt wird, aus denen in Verbindung mit dem Wert der Fahrgeschwindigkeit in Polynomen eine maximale Längsbeschleunigung, eine minimale Längsbeschleunigung und eine maximale Querbeschleunigung berechnet werden, die ihrerseits in weiteren Polynomen zu einer normierten Darstellung des Kraftschlußpotentials verwendet werden, wobei der zweite Satz Koeffizienten aus ermittelten Werten für maximal übertragbare Umfangskraft, maximal übertragbare Seitenkraft und Schräglaufwinkel bei maximaler Seitenkraft für die Reifenausführung ermittelt wurde und im Speicher abgelegt ist.

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen

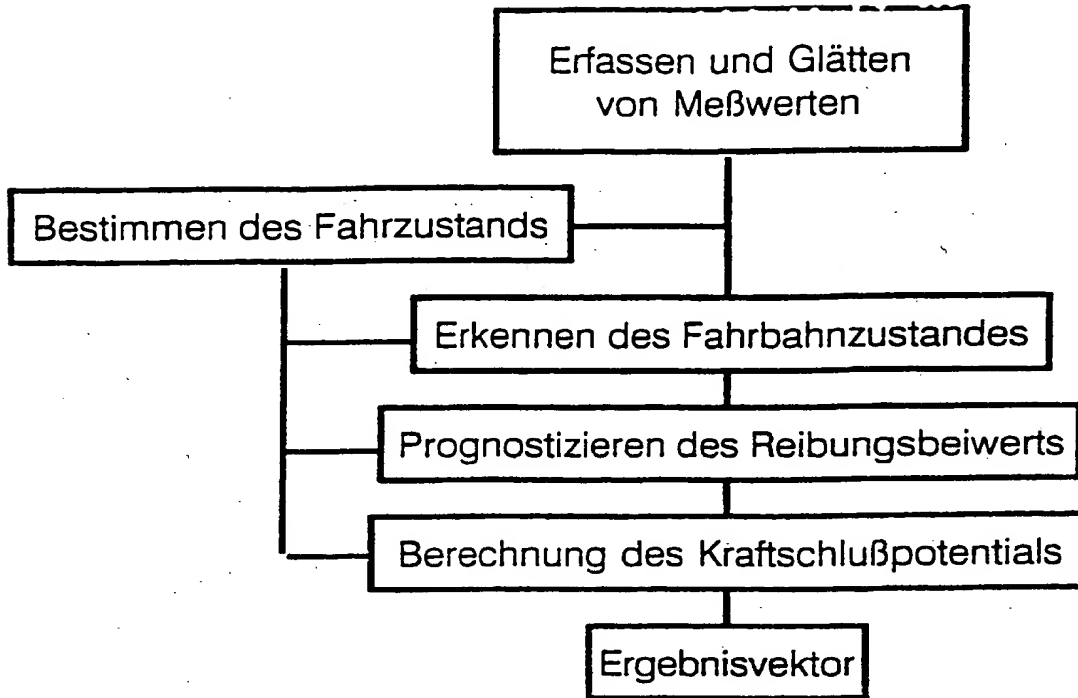


Fig. 1

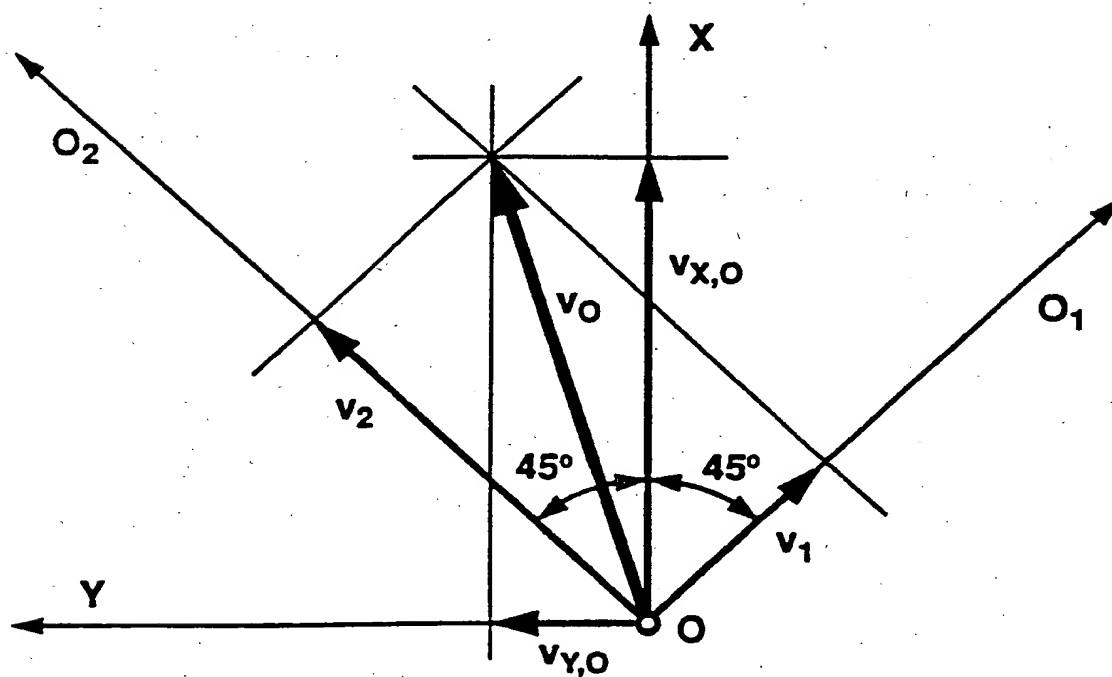


Fig. 4 308 049/23

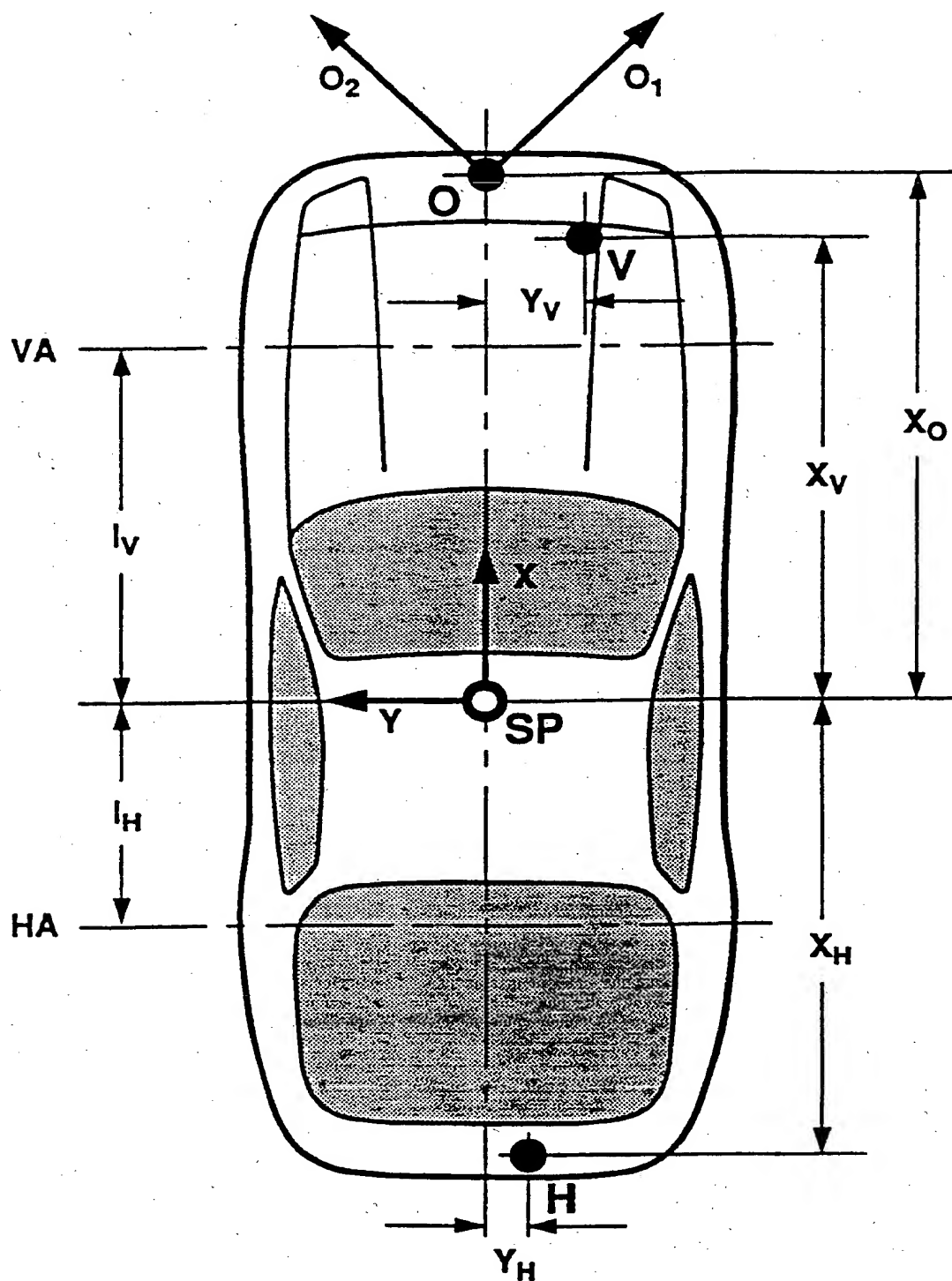
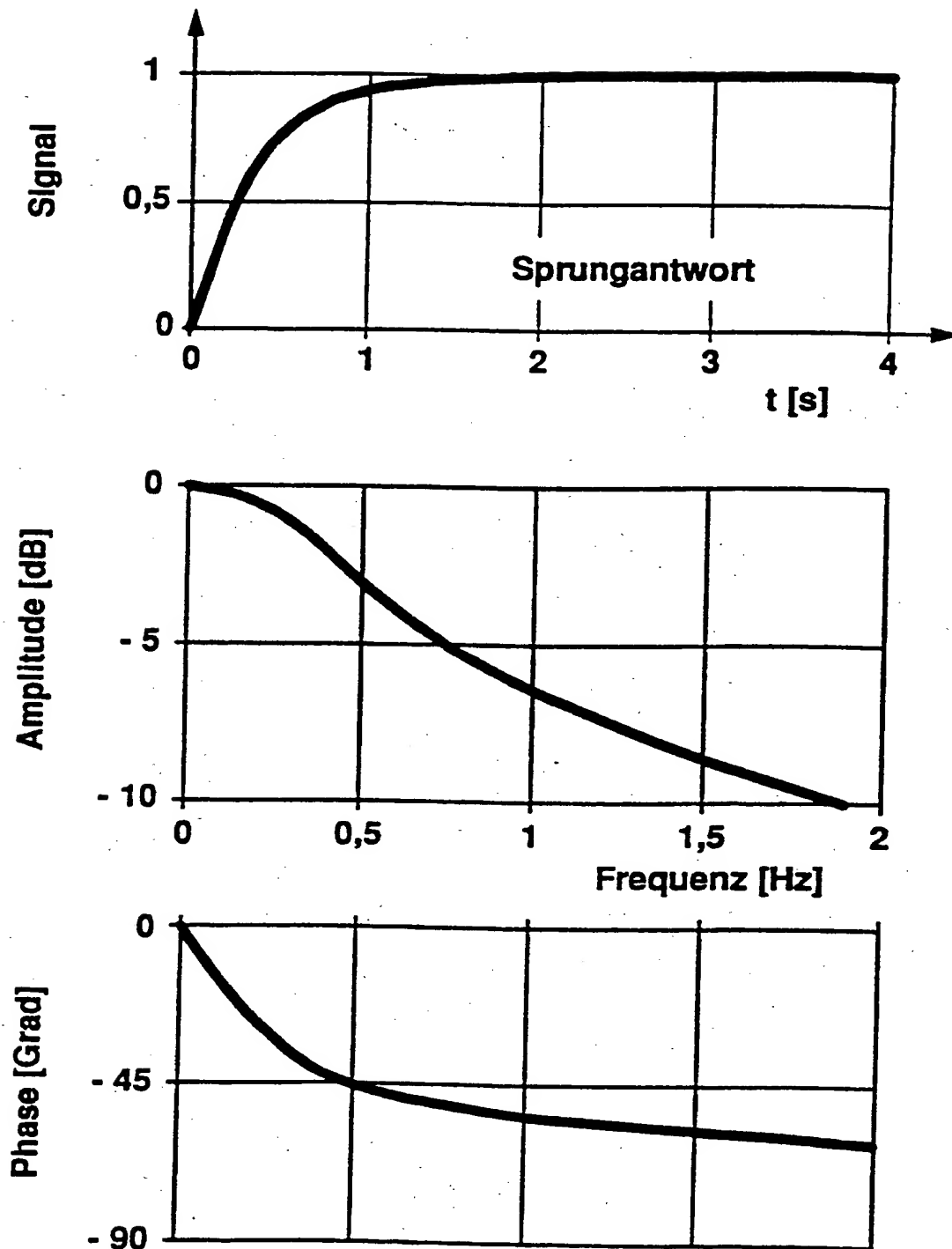
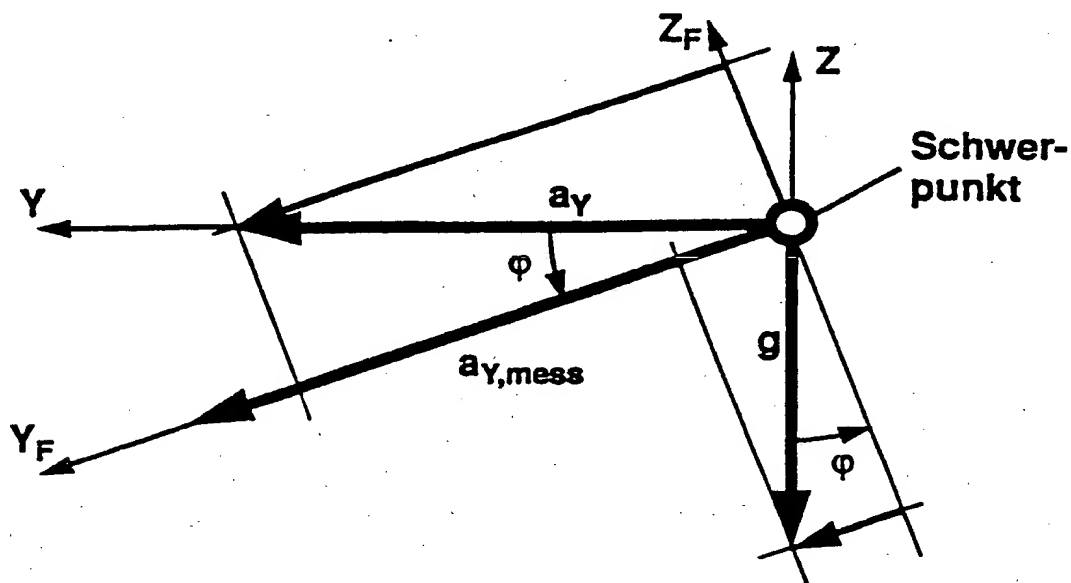


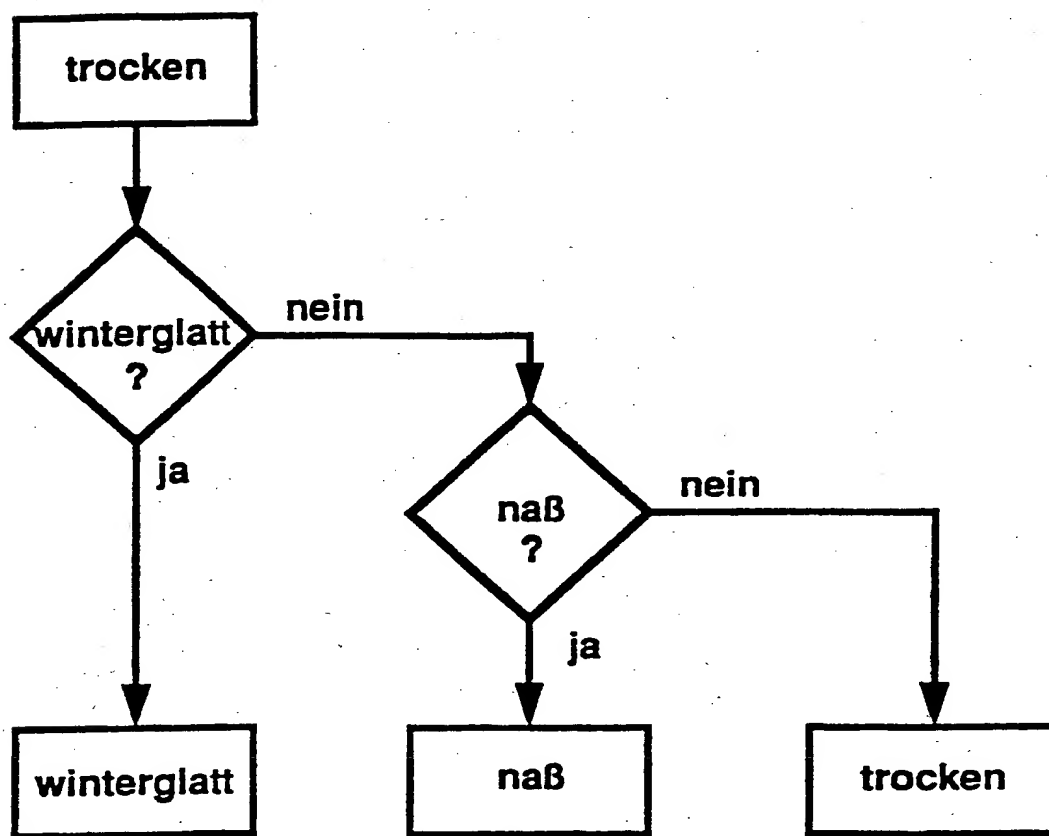
Fig. 2



*Fig. 3*



*Fig. 5*



*Fig. 6*

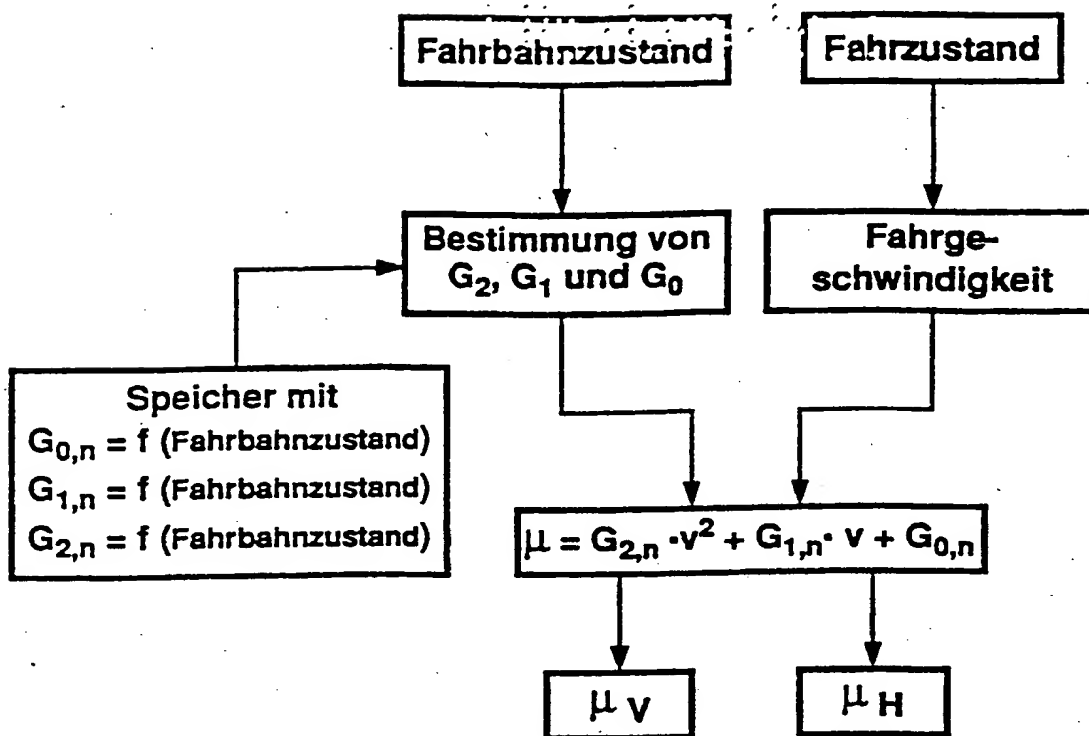


Fig. 7

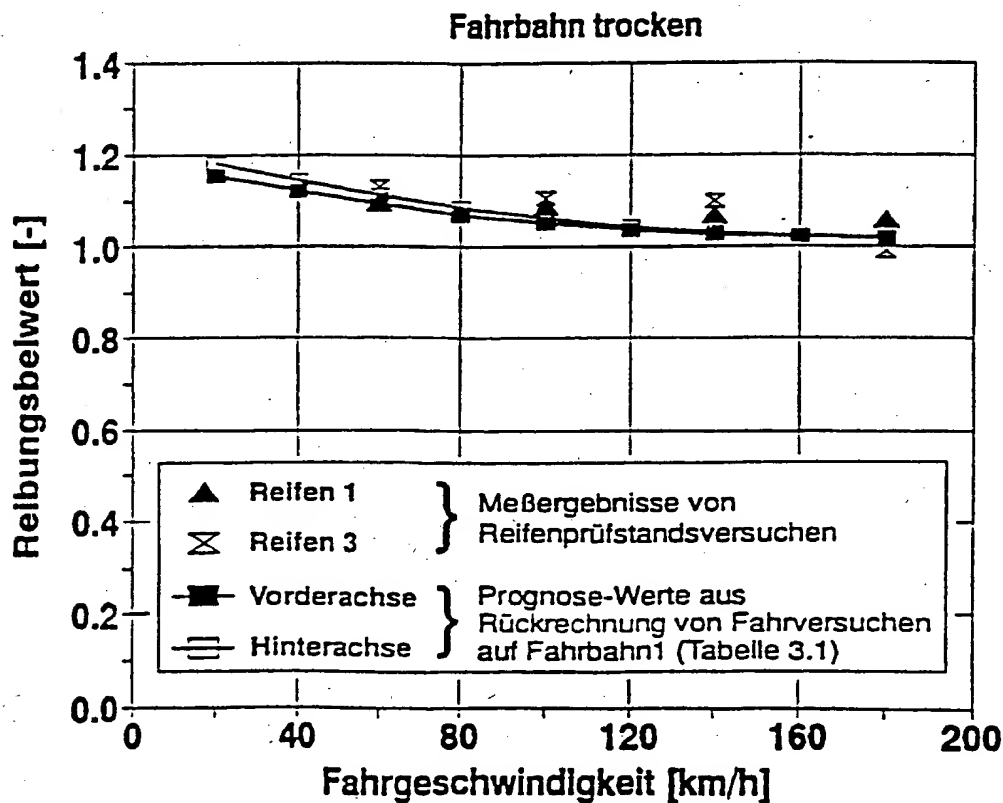
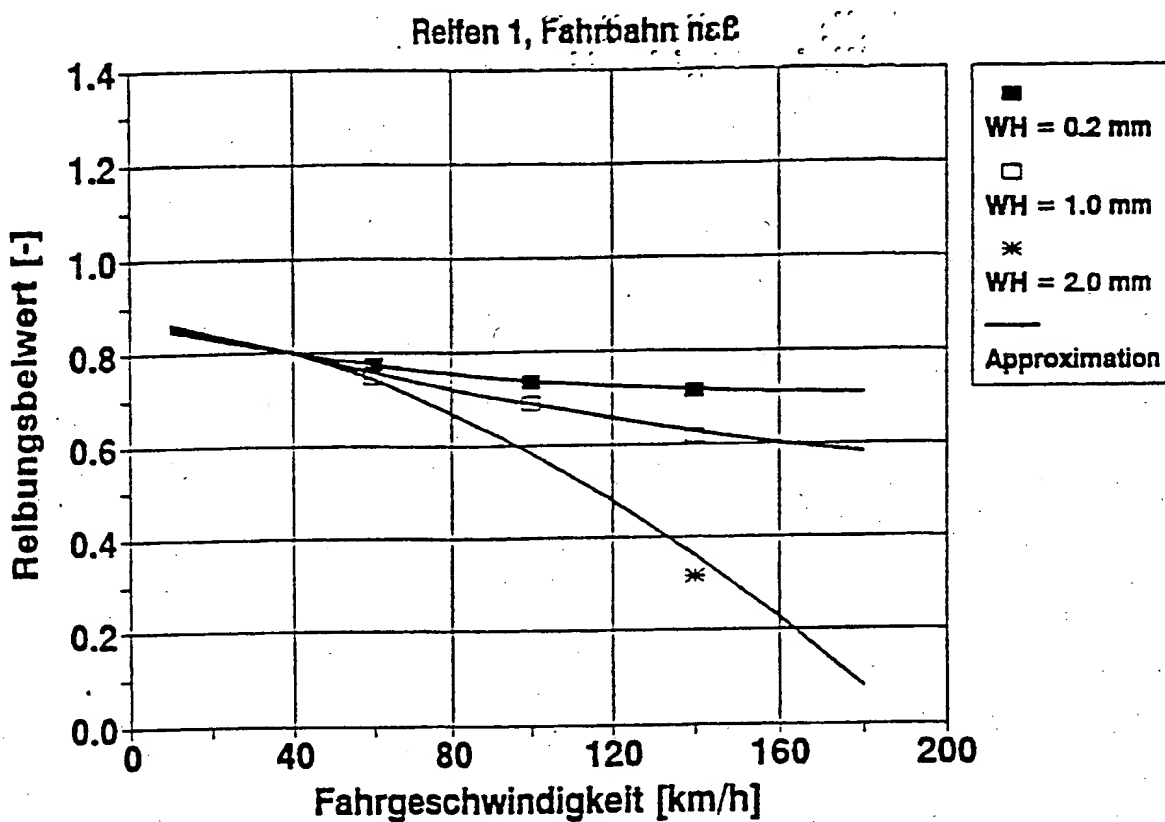
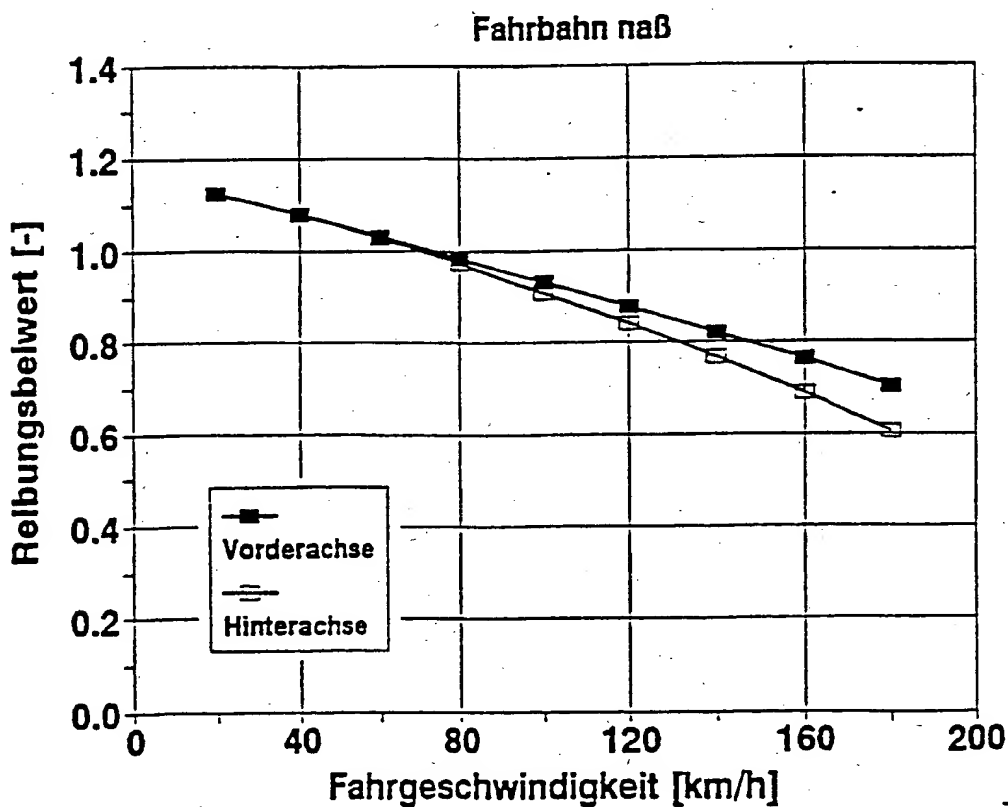


Fig. 8



*Fig. 9*



*Fig. 10*



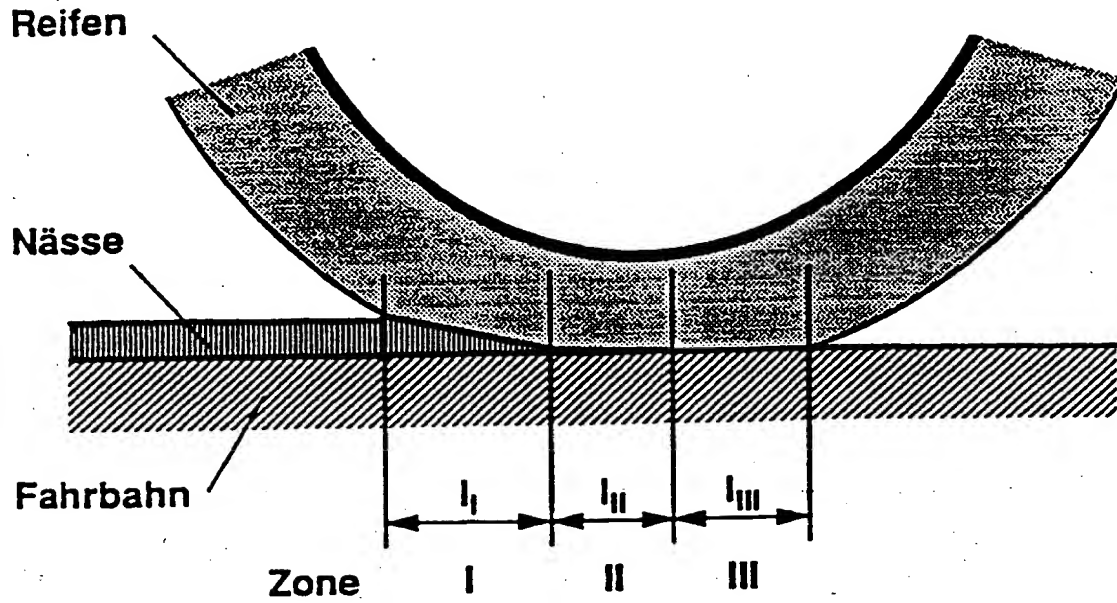


Fig. 11

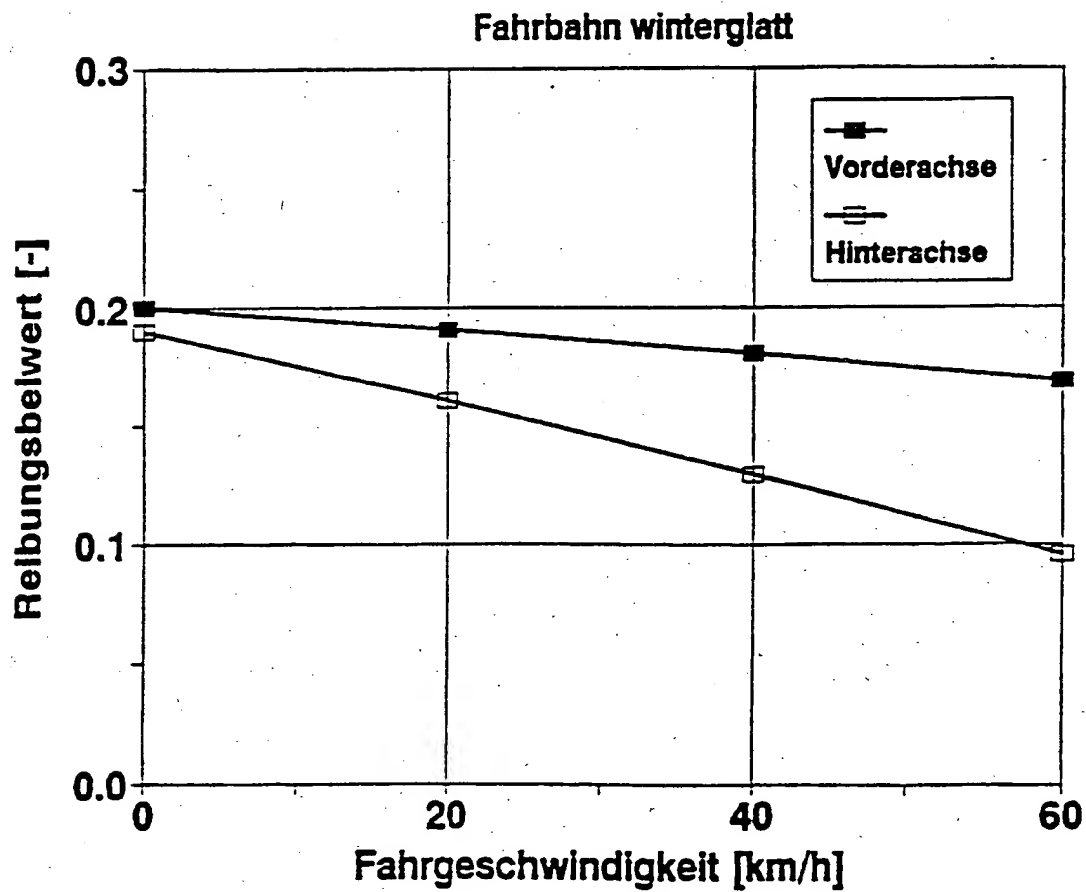
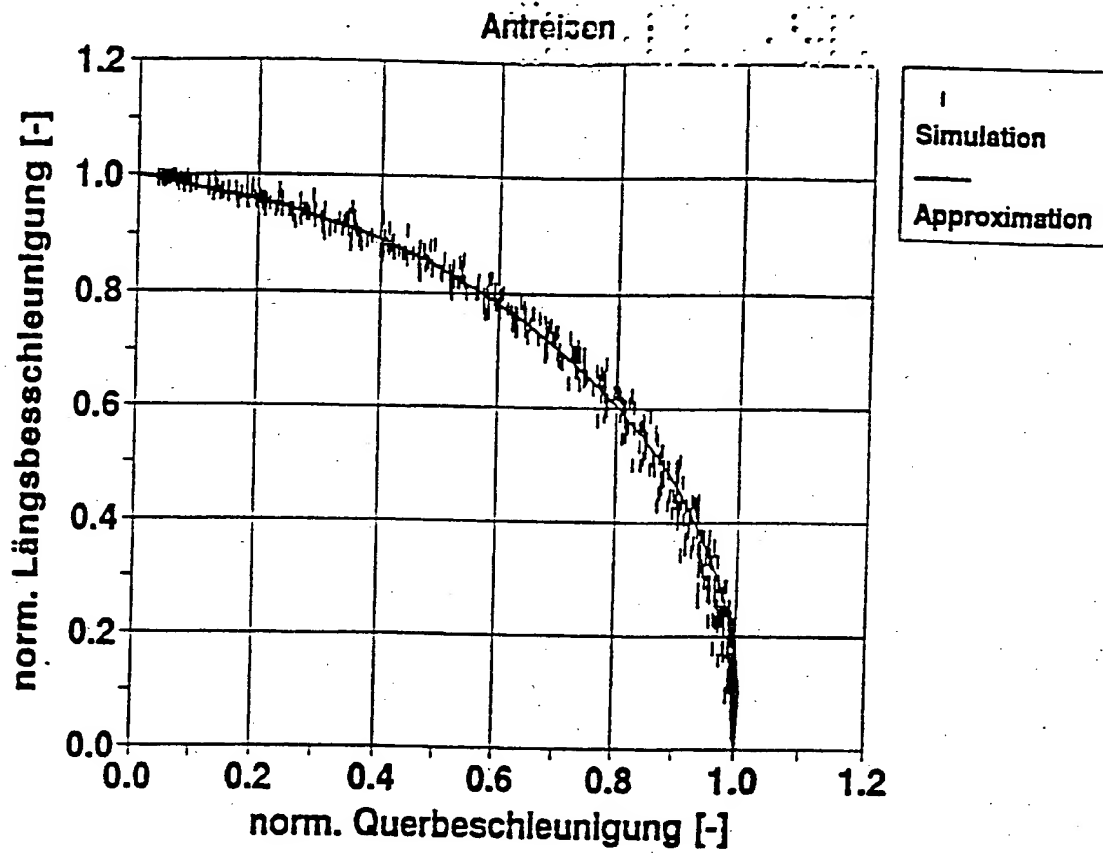
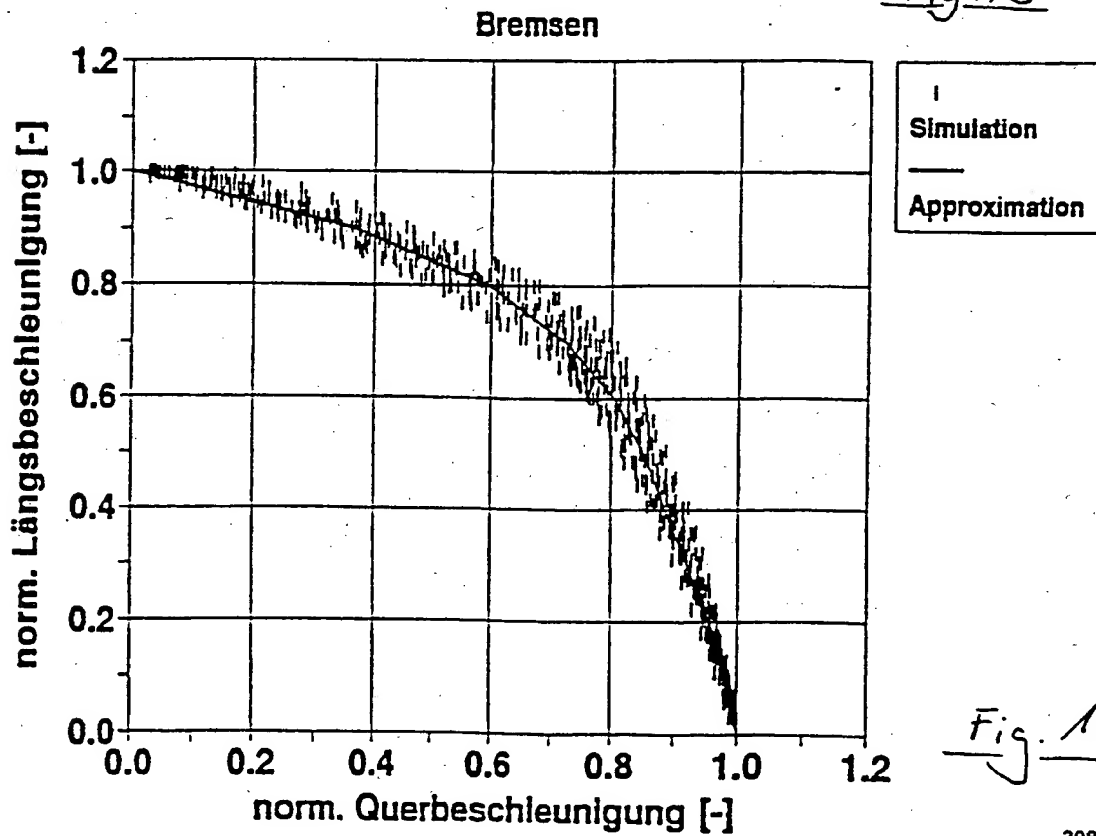


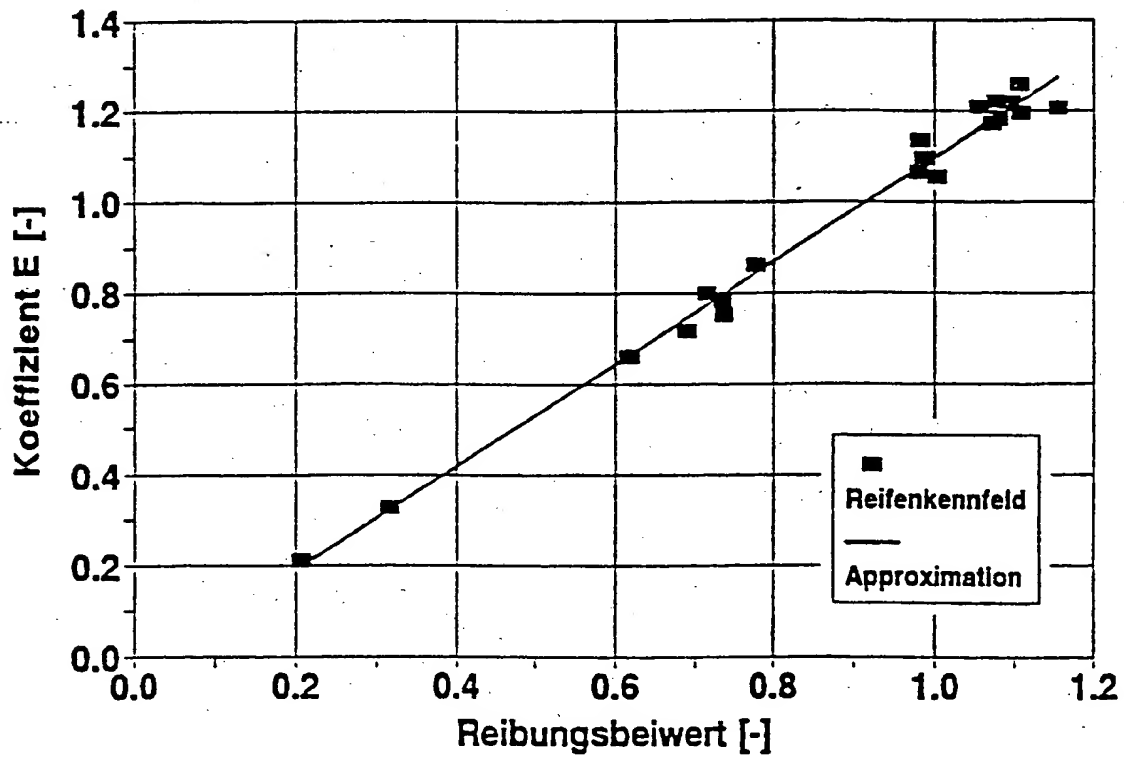
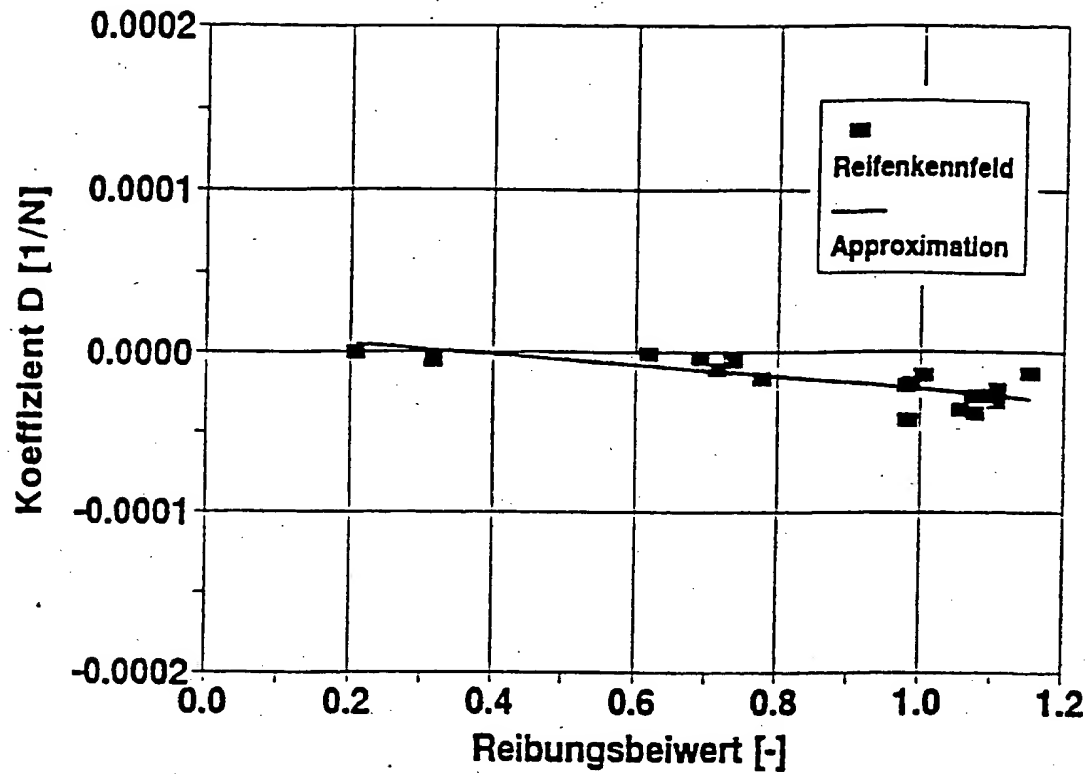
Fig. 12



*Fig. 13*



*Fig. 14*



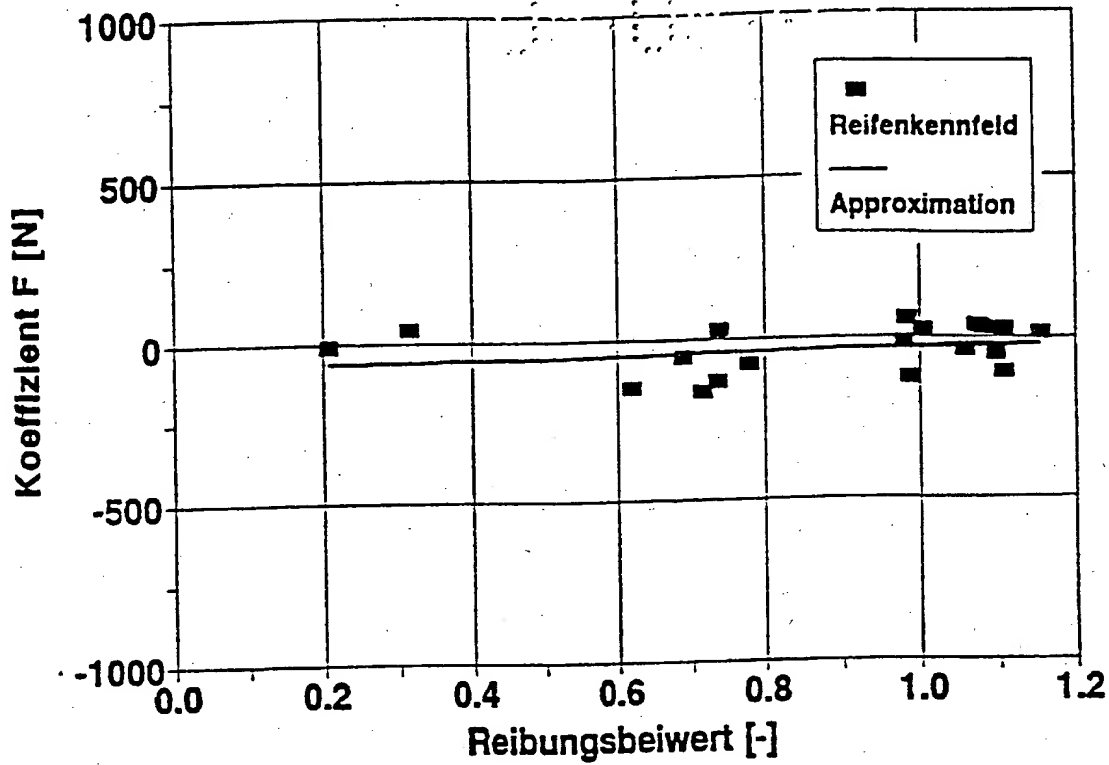


Fig. 17

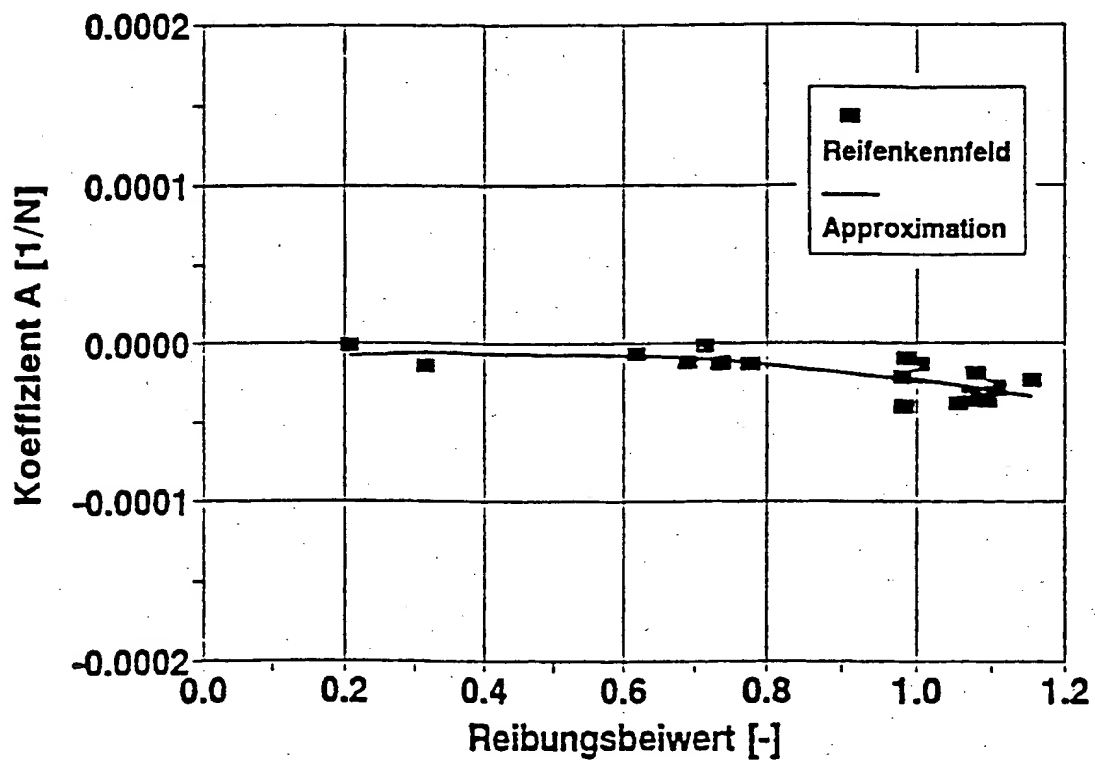


Fig. 18

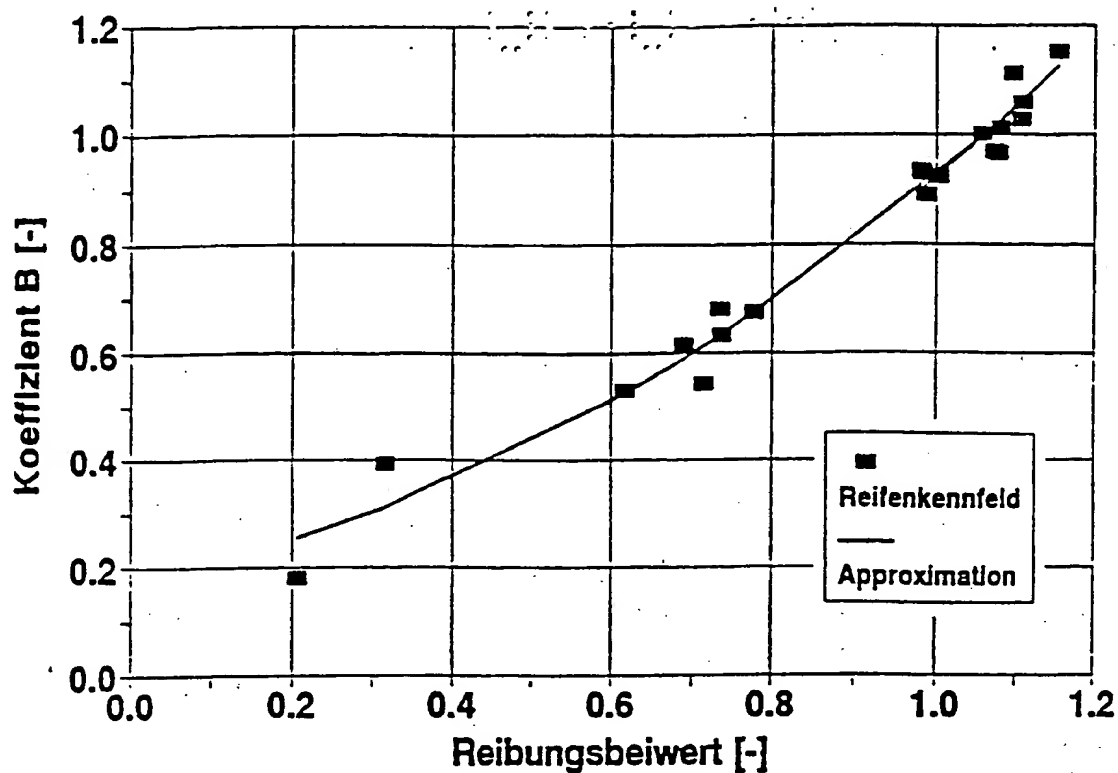


Fig. 19

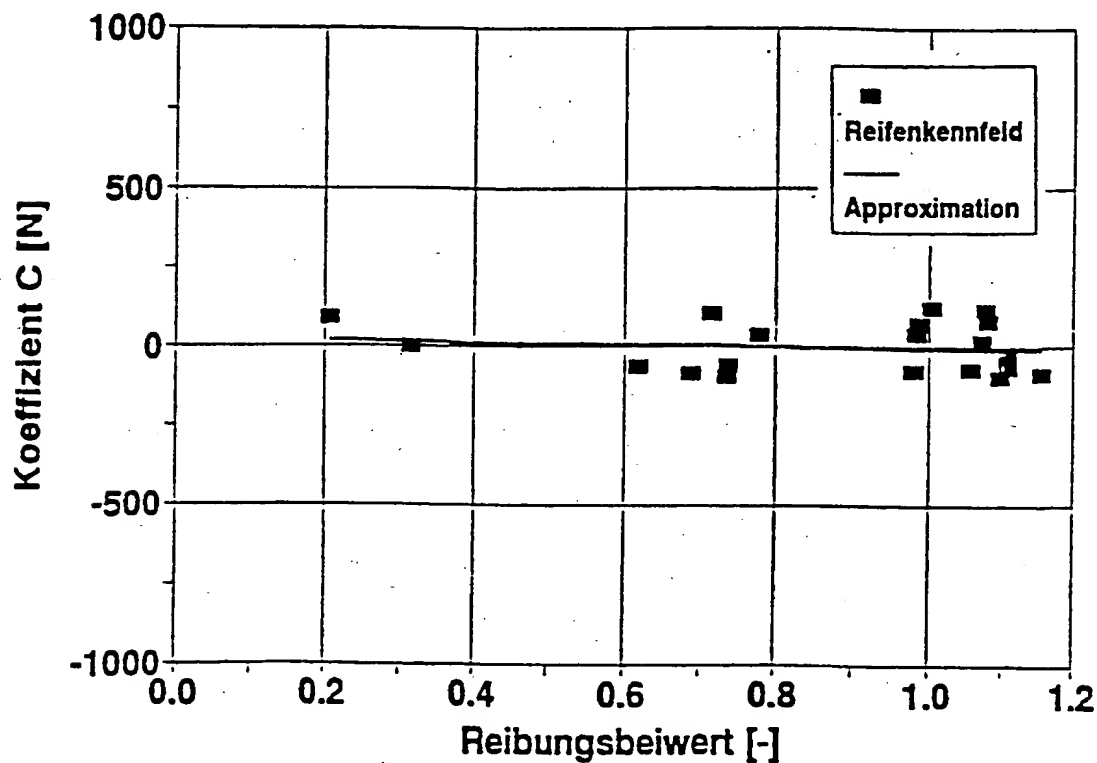


Fig. 20

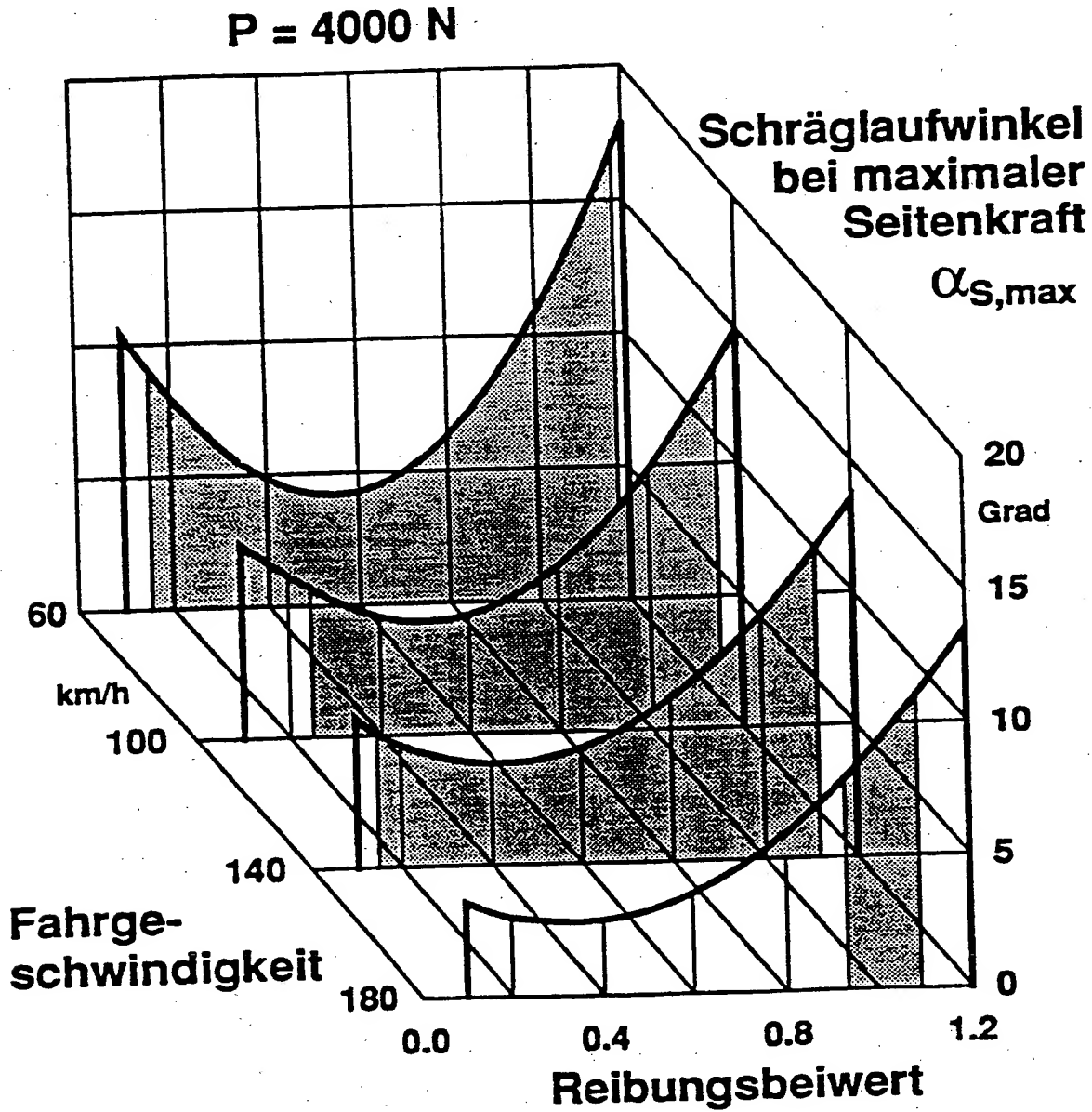


Fig. 21

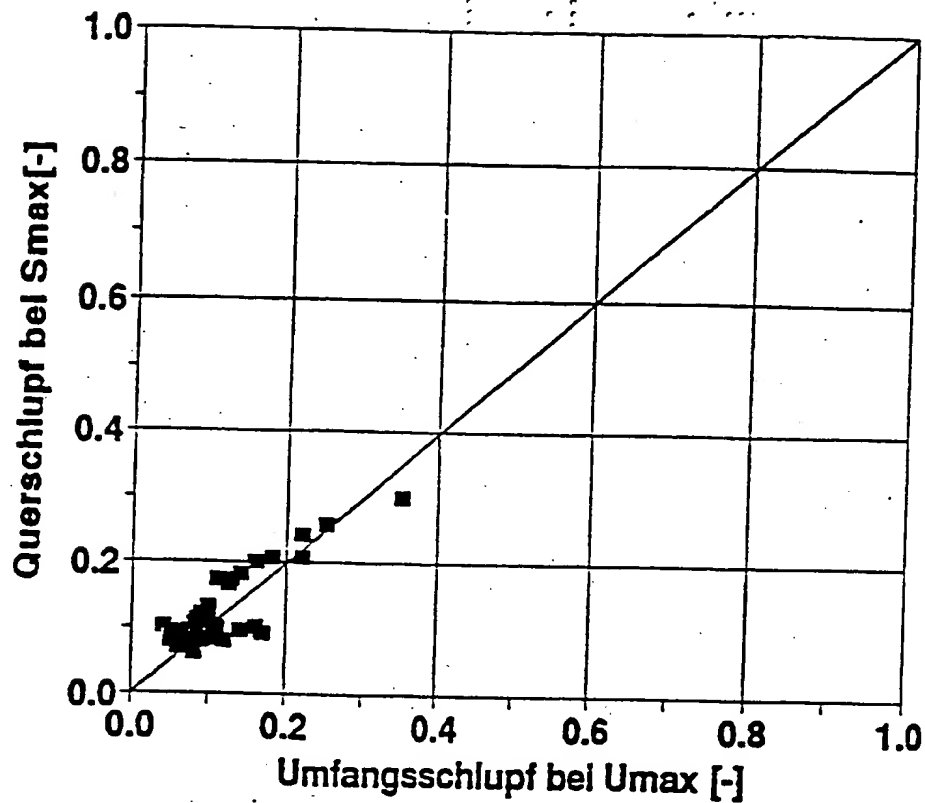


Fig. 22

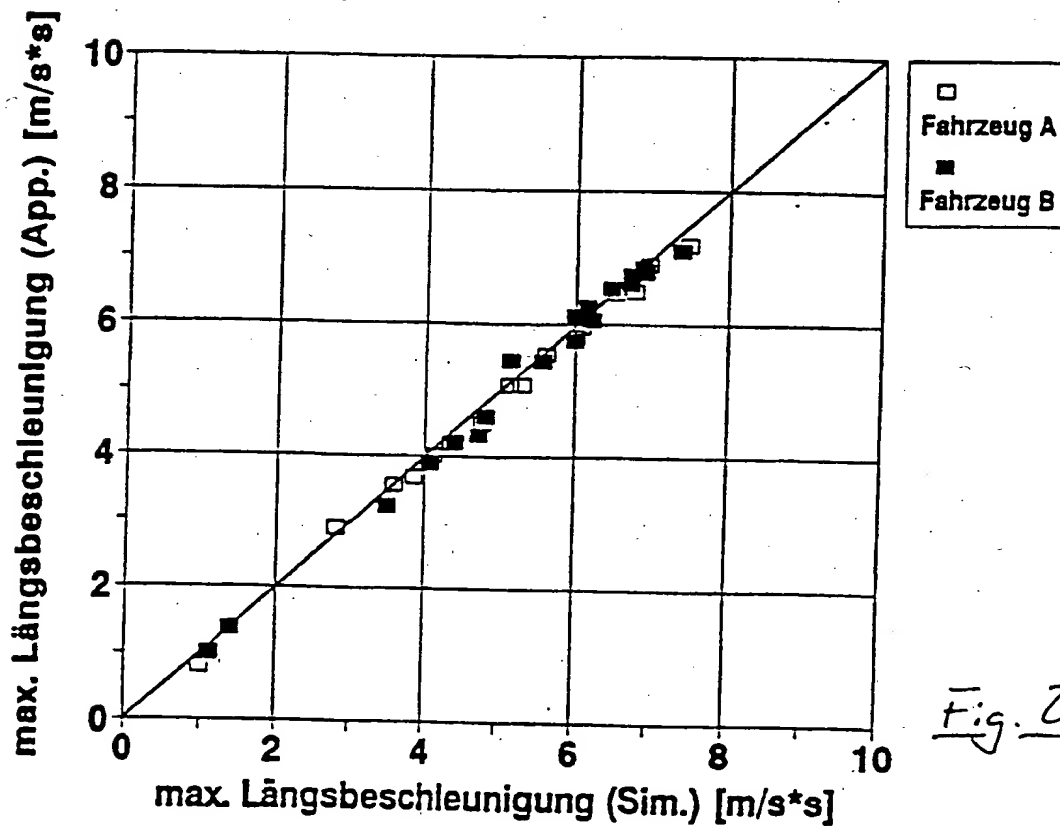


Fig. 23

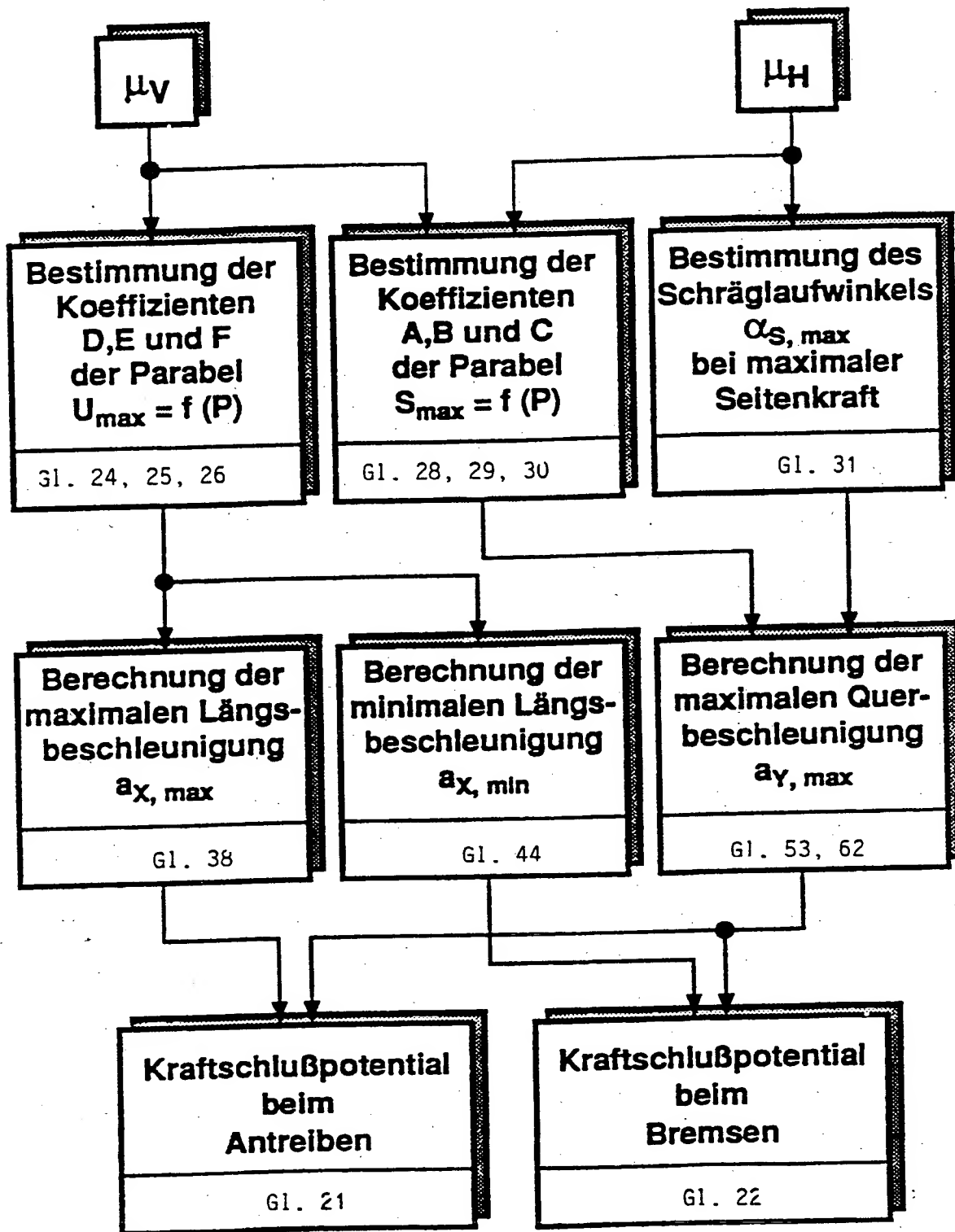


Fig. 24